

Tiago Walter Uhlmann

**DESENVOLVIMENTO TEÓRICO E EXPERIMENTAL DE
TERMOSSIFÕES DE SÓDIO PARA APLICAÇÃO EM
MOTORES STIRLING**

Dissertação submetida ao Programa de
Pós-Graduação em Engenharia Mecâ-
nica da Universidade Federal de Santa
Catarina para a obtenção do Grau de
Mestre em Engenharia Mecânica.
Orientadora: Prof^a. Marcia Barbosa
Henriques Mantelli, PhD.

Florianópolis
2016

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor, através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Uhlmann, Tiago Walter

DESENVOLVIMENTO TEÓRICO E EXPERIMENTAL DE
TERMOSSIFÕES DE SÓDIO PARA APLICAÇÃO EM MOTORES
STIRLING / Tiago Walter Uhlmann ; orientadora, Marcia Barbosa
Henriques Mantelli – Florianópolis, SC, 2016.

151 p.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de Santa Catarina,
Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Sódio. 3. Termossifão. 4. Alta
Temperatura. 5. Concentrador Solar Parabólico Stirling. I. Mantelli,
Marcia Barbosa Henriques. II. Universidade Federal de Santa Catarina.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Tiago Walter Uhlmann

**DESENVOLVIMENTO TEÓRICO E EXPERIMENTAL DE
TERMOSSIFÕES DE SÓDIO PARA APLICAÇÃO EM
MOTORES STIRLING**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica” e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 24 de Junho de 2016.

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof^ª. Marcia Barbosa Henriques Mantelli, Ph.D. – Orientador
Universidade Federal de Santa Catarina – Florianópolis

Prof. Álvaro Toubes Prata, Ph.D.
Universidade Federal de Santa Catarina – Florianópolis

Prof. Kleber Vieira de Paiva, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina – Joinville

Prof. Samuel Luna de Abreu, Dr.
Instituto Federal de Santa Catarina – São José

Dedico este trabalho à minha esposa
Luana, à minha filha Helena e aos
demais que virão em breve.

AGRADECIMENTOS

Reconheço a importância do meu Criador, que garantiu minha existência e deu-me atributos e características semelhantes às Dele, permitindo que eu obtivesse conhecimento e o aplicasse nesta vida.

Agradeço a meus pais, Rubens e Walmiria, que sempre me influenciaram para que eu estudasse e me empenhasse em ser excelente em tudo o que me dispunha a realizar.

Agradeço à minha sogra, Dona Lourdes, por todo o apoio e paciência durante a confecção da dissertação, cuidando com tanto amor e carinho de minha pequena Helena.

Agradeço à minha esposa e companheira, Luana, que me incentiva diariamente a crescer e a aprender com as oportunidades que a vida me dá. Sua preocupação, carinho e interesse por mim me ajudam a me tornar um homem melhor a cada dia.

Sou grato pela confiança que minha orientadora, Professora Marcia, dispôs sobre mim. Desde a primeira oportunidade como bolsista de iniciação científica ela acreditou e viu um potencial em mim que nem mesmo eu acreditava ter.

Agradeço aos meus colegas de laboratório que me apoiaram na realização dos testes experimentais e no desenvolvimento do modelo matemático. Gostaria de destacar os colegas Luis Cisterna, Vitor Miranda, Diohr Zunino e Leandro Setúbal, sem os quais o trabalho não seria o mesmo.

Qualquer princípio de inteligência que alcançarmos nesta vida surgirá conosco na ressurreição.

Doutrina e Convênios 130:18

RESUMO

No presente trabalho de dissertação de mestrado, foi desenvolvido um protótipo em escala real de um receptor ou trocador de calor, projetado para operar junto a um concentrador solar parabólico com motor Stirling. Tal projeto foi desenvolvido em uma parceria entre o Laboratório de Tubos de Calor da Universidade Federal de Santa Catarina e a empresa sueca Cleanergy AB, que, desde 2008, comercializa sistemas de geração de energia elétrica através de motores Stirling, que utilizam ou a radiação solar ou a queima de biogás como fonte de calor. A empresa está desenvolvendo um novo equipamento híbrido capaz de gerar energia elétrica não apenas através da radiação solar ou queima de biogás, mas através das duas fontes simultaneamente. Este equipamento é assistido por um trocador de calor formado por um conjunto de termossifões de sódio. A participação do LABTUCAL no desenvolvimento do trocador de calor foi principalmente relacionada à seleção dos termossifões a serem empregados no trocador de calor. Assim, para definir as características dos termossifões de sódio, nove termossifões foram fabricados e testados em dezoito condições diferentes, visando o estudo da influência da inclinação, posição do evaporador, tipo de condensador, razão de enchimento e comprimento da seção adiabática. O processo de fabricação dos termossifões é descrito em detalhes. Gradientes de temperatura de até aproximadamente 800 °C foram observados na parede externa do condensador e motivaram a criação de um modelo de aleta com condutividade térmica efetiva para descrever o perfil de temperaturas do condensador. Dentre os resultados obtidos através da análise dos dados experimentais, dois destacam-se: o melhor desempenho dos termossifões de sódio com razão de enchimento de 80% quando comparados à razão de enchimento de 100% e a grande influência da taxa de calor rejeitado pelo condensador no perfil de temperatura do condensador. O LABTUCAL carregou todos os 48 termossifões (de 470 mm de comprimento e diâmetro interno de 18,04 mm, os quais foram carregados com 62,3 g de sódio, resultando em uma razão de enchimento de 80%) empregados no protótipo fabricado pela empresa Cleanergy AB. Testes preliminares no protótipo, realizados na sede da empresa, resultaram na geração de 7,61 kW de potência elétrica.

Palavras-chave: Sódio, Termossifão, Alta Temperatura, Concentrador Solar Parabólico Stirling

ABSTRACT

In this master's dissertation, a real scale prototype of a receiver or heat exchanger was developed. It was designed to operate in a concentrated solar dish Stirling engine. This project was developed in a partnership between the Heat Pipe Laboratory of the Federal University of Santa Catarina and the Swedish company Cleanergy AB, which, since 2008, sells electric power generation systems using Stirling engines heated by solar radiation or combustion of biogas. The company is developing a new hybrid equipment capable of generating electric power through not only solar radiation or biogas burning, but through both sources simultaneously. This equipment is assisted by a heat exchanger formed by a group of sodium thermosyphon. LABTUCAL participation in the development of the heat exchanger was mainly related to the selection of the thermosyphon employed in the heat exchanger. Therefore, to define the characteristics of the sodium thermosyphon, nine thermosyphon were manufactured and tested in eighteen different conditions in order to study the influence of the inclination, evaporator position, condenser type, filling ratio and length of the adiabatic section. The thermosyphon manufacturing process is described in detail. Temperature gradients up to approximately 800 °C were observed on the condenser external wall and led to the creation of an effective thermal conductivity fin model to describe the condenser temperature profile. Among the results obtained by analyzing the experimental data, two can be highlighted: the best performance of sodium thermosyphon with 80% filling ratio when compared to the filling ratio of 100% and the strong influence of the rate of heat rejected by the condenser in the condenser temperature profile. LABTUCAL charged all 48 thermosyphons (470 mm of length and internal diameter of 18.04 mm, which were charged with 62.3 g of sodium, resulting in a filling ratio of 80%) used in the prototype manufactured by Cleanergy AB. Preliminary tests on the prototype, performed at company's headquarters, resulted in the generation of 7.61 kW of electric power.

Keywords: Sodium, Thermosyphon, High Temperature, Dish Stirling

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Funcionamento de um termossifão (MANTELLI, 2012).....	35
Figura 2.2 - Coletores solares parabólicos Stirling.	37
(United States Department of Energy, 2010).....	37
Figura 2.3 – Diagramas do Ciclo de Carnot e do Ciclo Stirling. (ÇENGEL, 2006).....	38
Figura 2.4 – Processo de regeneração do ciclo Stirling.	39
Figura 2.5 – Sistema de carregamento de tubos de calor e termossifões de sódio. (Adaptado de FAGHRI, 2005).....	43
Figura 2.6 – Dois sistemas de carregamento de tubos de calor e termossifões de sódio. a) Sistema utilizado no carregamento de um tubo de calor. b) Outro dispositivo para carregamento de tubos de calor e termossifões de sódio. (adaptado de REAY et al., 2014).....	44
Figura 2.7 – Sistema de carregamento e vácuo. (adaptado de DILLIG et al., 2013).....	45
Figura 3.1 – Fluxograma das etapas de fabricação do termossifão.	47
Figura 3.2 – Comprimento de corte do tubo.	48
Figura 3.3 – Tubo marcado para ser cortado.....	48
Figura 3.4 – Extremidade esmagada.	49
Figura 3.5 – Extremidade soldada.	49
Figura 3.6 – MBRAUN UNLab Pro WORKSTATION. (Produzida pelo autor)	50
Figura 3.7 – Sódio após vácuo.....	51
Figura 3.8 – Sódio parcialmente sem a camada externa.	51
Figura 3.9 – Detalhes do processo de carregamento. a) Corte do sódio em pedaços menores. b) Carregamento do tubo com sódio metálico no estado sólido. c) Termossifões fechados com mangueiras de silicone, adaptador de diâmetro de tubo e tesoura de pressão.	53
Figura 3.10 – Termossifão sendo aquecido por uma resistência no evaporador.	54
Figura 3.11 – Termossifões do protótipo sendo aquecidos ao longo de todo o comprimento.....	54
Figura 3.12 – Vácuo. a) Gases sendo retirados dos termossifões por uma bomba de vácuo difusora. Os componentes 1 e 2 marcados na imagem são, respectivamente, sensores de pressão de alto e baixo vácuo. b) Mostrador dos sensores de pressão conectados.	55
Figura 3.13 – Esmagamento. a) Termossifão posicionado entre duas matrizes planas. b) Termossifão após aplicação de 16 ton sobre o tubo. c) Esmagamento com matriz plana e em forma de cunha.	56
Figura 3.14 – Corte e soldagem. a) Antes. b) Depois.	56
Figura 3.15 – Termossifões fabricados. E, F e G.....	57
Figura 4.1 – Diagrama da bancada experimental.....	59
Figura 4.2 – Bancada experimental real.....	60

Figura 4.3 – Indutores. 80) 80 mm de comprimento, posição vertical. 320) 320 mm de comprimento, posição vertical. 100) 100 mm de comprimento, posição vertical. 100.i) 100 mm de comprimento, 10° inclinado em relação à horizontal.	61
Figura 4.4 – Condensador com serpentina de cobre ao longo de toda a circunferência.	62
Figura 4.5 – Condensador com convecção natural e radiação. Temperatura da parede de 300 a 1000 °C.	62
Figura 4.6 – Condensador dividido em seis partes para o cálculo da taxa de transferência de calor para o ambiente por radiação e convecção.	63
Figura 5.1 – Condensadores. a) Condensador serpentina. b) Condensador meia calha superior.	70
Figura 5.2 – Taxa de transferência de calor em função da temperatura. Testes 1 e 3.	71
Figura 5.3 – Taxa de transferência de calor em função da temperatura. Teste 1 (evaporador a gás) e Teste 2 (evaporador solar).	73
Figura 5.4 – Taxa de transferência de calor em função da temperatura. Testes 13 a 15.	74
Figura 5.5 – Taxa de transferência de calor em função da temperatura. Testes 1 e 6.	75
Figura 5.6 – Taxa de transferência de calor em função da temperatura. Testes 7 e 8.	77
Figura 5.7 – Temperatura da parede externa do termossifão, corrente no indutor e taxa de transferência de calor em função do tempo para Teste 7 (100% de razão de enchimento).	78
Figura 5.8 – Temperatura da parede externa do termossifão, corrente no indutor e taxa de transferência de calor em função do tempo para Teste 8 (80% de razão de enchimento).	79
Figura 5.9 – Taxa de transferência de calor em função da temperatura, para Testes 10 e 11.	81
Figura 5.10 – Termossifão com furos após realização do teste 9 (razão de enchimento de 40%). a) Lado a. Altura do furo destacado em vermelho é de aproximadamente 65 mm em relação ao início do evaporador e a coluna de sódio dentro do evaporador era de 40 mm. b) Lado b. Apresenta furo longitudinal proveniente do aquecimento após falha inicial do tubo.	81
Figura 5.11 – Taxa de transferência de calor em função da temperatura. Testes 12 e 13.	83
Figura 5.12 – Taxa de transferência de calor em função da temperatura. Testes 14 e 15.	84
Figura 5.13 – Taxa de transferência de calor em função da temperatura. Testes 13 e 16.	85
Figura 5.14 – Teste 17. Termossifão H trocando calor com o ambiente. Temperatura em função da posição do termopar para três patamares de corrente no indutor.	87

Figura 5.15 – Teste 8. Termossifão H trocando calor com serpentina no condensador. Temperatura em função da posição do termopar. Corrente do indutor de 1660 A.	88
Figura 5.16 – Temperatura em função da posição do termopar. Teste 18. Termossifão G trocando calor com o ambiente por radiação e convecção.	89
Figura 5.17 – Temperatura em função da posição do termopar. Teste 11, 3ª réplica. Termossifão G trocando calor com serpentina no condensador.	89
Figura 6.1 Volume de controle com área transversal constante.	91
Figura 6.2 – Condensador dos Testes 17 e 18 divididos em seis volumes de controle para determinar o valor da condutividade térmica efetiva. a) Dados experimentais disponíveis. b) Dados experimentais transformados em dados de entrada para o modelo da seção 6.1 (Equação 6.9).	96
Figura 6.3 – Curvas Temperatura vs Comprimento do termossifão para o Teste 17. Perfis de temperaturas para baixa, média e alta taxa de transferência de calor utilizadas para o cálculo do k_{ef}	97
Figura 6.4 – Curvas Temperatura vs Comprimento do termossifão para o Teste 18. Perfis de temperaturas para baixa, média e alta taxa de transferência de calor utilizadas para o cálculo do k_{ef}	97
Figura 6.5 – Condutividade térmica efetiva do condensador em função da temperatura da parte superior do volume de controle: curva ajustada e dados experimentais. Pontos com preenchimento em preto foram ajustados manualmente.	98
Figura 6.6 – Intersecção do método das assíntotas: maximização da condutância global de um conjunto de placas verticais resfriadas por convecção natural. (adaptado de BEJAN, 2000).	104
Figura 6.7 – Volumes de controle. a) Volumes de controle dos resultados experimentais. b) Volumes de controle do modelo proposto. Variáveis entre chaves não são conhecidas.	105
Figura 6.8 – Perfis de temperatura aplicando o método de aleta. Teste 17.	109
Figura 6.9 – Perfis de temperatura aplicando o método de aleta. Teste 18.	110
Figura 7.1 – Desenho esquemático do protótipo.	115
Figura 7.2 – Teste de vazamento dos tubos do protótipo.	116
Figura 7.3 – Sistema de controle de temperatura do resistor.	118
Figura 7.4 – Termossifões do protótipo sendo aquecidos ao longo de todo o comprimento.	118
Figura 7.5 – Vácuo. a) Gases sendo retirados de seis termossifões do protótipo por uma bomba de vácuo difusora. b) Mostrador dos sensores de pressão conectados.	118
Figura 7.6 – Esmagamento. a) Umbilical posicionado entre duas matrizes planas apoiadas na base de apoio (indicada pelo número “1” na imagem). b) Umbilical após aplicação de 12 ton. c) Umbilical após retirada da carga de 12 ton.	119
Figura 7.7 – Umbilical após processo de corte e soldagem.	120
Figura 7.8 - Protótipo após o carregamento dos 48 termossifões com sódio.	120
Figura 7.9 – Queimadores fixados em estrutura metálica a cerca de 30 cm de distância do chão.	121

Figura 7.10 – Protótipo apoiado em cilindro de aço inoxidável.	122
Figura 7.11 – Cilindro isolado por manta à base de alumina e sílica.	122
Figura 7.12 – Temperatura do condensador logo antes de se isolar o condensador. a) Imagem câmera normal. b) Imagem câmera termográfica	123
Figura 7.13 – Temperatura do condensador após 20 minutos com isolamento no condensador. a) Imagem câmera normal. b) Imagem câmera termográfica	123
Figura 7.14 – Termossifões com umbilical para cima por onde ocorreu vazamento de sódio.	124
Figura 7.15 – Protótipo pronto para o segundo teste.	125
Figura 7.16 – Gasbox. a) Equipamento original. b) Equipamento adaptado com o protótipo.	126
Figura 7.17 – Local onde os tubos de Hélio estão posicionados no condensador do protótipo.	127
Figura 7.18 – Posições dos termopares. Termossifões com “T” foram instrumentados com termopares na região do evaporador solar, evaporador a gás, condensador e acima do condensador. Termossifões com números em laranja tiveram carregamento que superou 24h. Termossifão com marcação amarela sofreu vazamento no umbilical durante primeiro e segundo testes de qualidade. Termossifões com marcação em laranja sofreram vazamentos durante o primeiro teste de qualidade. Termossifões com marcação em vermelho apresentaram chama durante o processo de soldagem do umbilical. Linhas horizontais azuis representam o local de entrada e saída dos tubos de Hélio.	128
Figura 7.19 – Distribuição de temperatura ao longo do tempo nas regiões do evaporador a gás, condensador e acima do condensador; e potência elétrica ao longo do tempo.	129
Figura A.1 – Conjunto de calibração de termopares. (PAIVA, 2007)	140
Figura A.2 – Erro médio dos termopares em relação ao termômetro de bulbo.	140
Figura A.3 – Diferença de temperatura entre os termopares três e um a cada instante da calibração	141

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Características dos termossifões de sódio fabricados.....	57
Tabela 4.1 – Testes realizados.	68
Tabela 6.1 – Coeficientes de determinação da curva ajustada para os valores de $k_{ef,i}$ (ver Figura 6.5) e parâmetros de ajuste a e b para as sete iterações. Números com * foram fixados. Números em negrito são da curva ajustada escolhida. ...	100
Tabela 6.2 Coeficiente de determinação do perfil de temperaturas dos seis níveis de potência e coeficiente de determinação médio para as sete iterações. Números em negrito são da curva ajustada escolhida.	101
Tabela 6.3 – Análise da variação de número de volumes de controle da malha secundário no volume da base do condensador.	111
Tabela 6.4 – Análise da variação do comprimento do volume de controle da ponta (Δx_∞).....	112
Tabela 6.5 – Análise da variação do número total de volumes de controle na malha secundária.	113
Tabela A.1 – Incerteza de medição da taxa de transferência de calor pelo termossifão e erro sistemático	142
Tabela A.2 – Dados utilizados no cálculo da incerteza de medição da emissividade total hemisférica e do coeficiente de transferência de calor por convecção	144
Tabela A.3 – Incerteza de medição da taxa de transferência de calor por convecção e radiação	145
Tabela B.1 – Lista de variáveis de entrada provenientes dos Teste 17 e Teste 18. Valor do k_{ef} determinado a partir da metodologia da seção 6. Valores de k_{ef} destacados em negrito apresentaram valores absurdos quando aplicada a metodologia da seção 6 e foram posteriormente corrigidos manualmente	147

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
CSP	<i>Concentrated Solar Power</i>
CHP	<i>Combined Heat and Power</i>
EDO	Equação Diferencial Ordinária
LABTUCAL	Laboratório de Tubos de Calor
MAGMA	Grupo de Materiais Magnéticos
RE	Razão de enchimento
TS	Termossifão

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino:

a	[-]	Parâmetro a de ajuste da curva
A	[m ²]	Área externa
b	[-]	Parâmetro b de ajuste da curva
C_0	[-]	Constante para valores muito pequenos de ξ
C_1	[K;°C]	Constante 1 da EDO
C_2	[K;°C]	Constante 2 da EDO
C_∞	[-]	Constante para valores muito grandes de ξ
C	[-]	Constante
c_p	[J/(kg.K)]	Calor específico da água à pressão constante
D	[m]	Distância entre placas
d_v	[m]	Diâmetro de vapor
d_i	[m]	Diâmetro interno do termossifão
d_o	[m]	Diâmetro externo do termossifão
g	[m/s ²]	Aceleração da gravidade
H	[m]	Altura das placas
h_c	[W/(m ² .K)]	Coefficiente médio de convecção natural
$h_{eq,i}$	[W/(m ² .K)]	Coefficiente equivalente de transferência de calor por convecção natural e radiação da i -ésima parte do condensador
$h_{r,i}$	[W/(m ² .K)]	Coefficiente de transferência de calor por radiação da i -ésima parte do condensador
h_{lv}	[kJ/kg]	Entalpia de vaporização
$h_{sódio}$	[mm]	Altura total da coluna de sódio
I	[A]	Corrente do indutor
k	[W/(m°C)]	Condutividade térmica
Ku	[-]	Número de Kutateladze
L	[m]	Comprimento
m	[m ⁻¹]	Parâmetro m
\dot{m}	[kg/s]	Vazão mássica da água
$m_{sódio}$	[g]	Massa de sódio dentro do termossifão

n	[-]	Número de volumes de controle da malha secundária
Nu	[-]	Número de Nusselt
p	[-]	Parâmetro de ajuste
P_v	[kPa]	Pressão de vapor
Pr	[-]	Número de Prandtl
q	[W]	Taxa de transferência de calor
q''	[W/m ²]	Fluxo de transferência de calor
R^2	[-]	Coefficiente de determinação
\bar{R}^2	[-]	Coefficiente de determinação médio
Ra	[-]	Número de Rayleigh
ΔT	[°C]	Diferença de temperatura da água de entrada e saída
T	[K; °C]	Temperatura
\bar{T}	[K]	Temperatura média
T_∞	[K]	Temperatura ambiente igual a 303,15 K
Δx	[m]	Altura do volume de controle
x	[m]	Posição

Alfabeto grego:

α	[°]	Ângulo do termossifão em relação à horizontal
α_t	[m ² /s]	Difusividade térmica
ε	[-]	Emissividade hemisférica total
μ_v	[Pa.s]	Viscosidade dinâmica do vapor
ν	[m ² /s]	Viscosidade cinemática do fluido
ρ_v	[kg/m ³]	Densidade do vapor
ρ_l	[kg/m ³]	Densidade do líquido
ξ	[-]	Parâmetro adimensional independente genérico
ζ	[-]	Parâmetro de curvatura do tubo
σ_r	[W/(m ² .K ⁴)]	Constante de Stefan-Boltzmann

σ	[N/m]	Tensão superficial
ϕ	[-]	Parâmetro adimensional dependente genérico; Perfil de temperaturas do condensador
ϕ_0	[-]	Parâmetro adimensional dependente genérico para valores muito pequenos de ξ ; Perfil de temperaturas do volume de controle da base
ϕ_∞	[-]	Parâmetro adimensional dependente genérico para valores muito grandes de ξ ; Perfil de temperaturas do volume de controle da ponta

Sub índices:

<i>a</i>	Seção adiabática do termossifão
<i>ab</i>	Abaixo de
<i>ac</i>	Acima de
<i>c</i>	Condensador do termossifão
<i>e</i>	Evaporador do termossifão
<i>ef</i>	Efetivo(a)
<i>ent</i>	Entra
<i>g</i>	Gerado
<i>i</i>	<i>i</i> -ésima parte ou posição do condensador
<i>ind</i>	Indutor
<i>lam</i>	Laminar
<i>L_c</i>	Em função do comprimento do condensador
<i>máx</i>	Máximo
<i>nc</i>	Convecção natural
<i>ótimo</i>	Otimizado
<i>sai</i>	Sai
<i>sôn</i>	Limite sônico
<i>tot</i>	Total
<i>tur</i>	Turbulento
<i>vis</i>	Limite viscoso
<i>x_i</i>	Na posição <i>x_i</i>
<i>x_{i-1}</i>	Na posição <i>x_{i-1}</i>

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	31
1.1	APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA.....	31
1.2	OBJETIVOS	31
1.3	ESTRUTURA DO TRABALHO	32
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	35
2.1	PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DE TUBOS DE CALOR E TERMOSSIFÕES	35
2.2	COLETORES SOLARES PARABÓLICOS PARA MOTORES STIRLING	36
2.3	CICLO STIRLING E MOTORES STIRLING.....	37
2.4	CARACTERÍSTICAS DOS TERMOSSIFÕES.....	39
2.5	TERMOSSIFÕES DE SÓDIO	40
2.6	APLICAÇÕES DE TERMOSSIFÕES DE SÓDIO.....	41
2.7	PROCESSO DE CARREGAMENTO DE TERMOSSIFÕES DE SÓDIO	42
3	FABRICAÇÃO DE TERMOSSIFÕES DE SÓDIO	47
3.1	SELEÇÃO DO MATERIAL E CORTE DO TUBO	48
3.2	LIMPEZA INTERNA DOS TUBO.....	48

3.3 ESMAGAMENTO DE UMA EXTREMIDADE, SOLDAGEM E TESTE.....	49
3.4 CARREGAMENTO COM SÓDIO SÓLIDO.....	50
3.4.2 Sem aquecimento.....	51
3.4.3 Carregamento com aquecimento	54
3.5 VÁCUO, ESMAGAMENTO E CORTE E SOLDAGEM.....	55
3.6 TERMOSSIFÕES FABRICADOS	56
4 ESTUDO EXPERIMENTAL.....	59
4.1 BANCADA EXPERIMENTAL	59
4.2 CÁLCULO DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR ATRAVÉS DO CONDENSADOR.....	62
4.3 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS.....	65
4.4 TESTES REALIZADOS NOS TERMOSSIFÕES	66
5 RESULTADOS E DISCUSSÕES	69
5.1 TESTES 1 A 6: EFEITO DA INCLINAÇÃO, POSIÇÃO DO EVAPORADOR E GEOMETRIA DO CONDENSADOR.....	69
5.1.1 Testes 1 e 3: Estudo do Efeito da Inclinação	70
5.1.2 Testes 1 e 2: Estudo do Efeito da Posição do Evaporador.....	72
5.1.3 Testes 3 a 5: Estudo do Efeito do Tipo de Condensador para Termossifões Operando Inclinado.....	73

5.1.4 Testes 1 e 6: Estudo do Efeito do Tipo de Condensador Operando na Vertical.....	75
5.2 TESTES 7 A 13: EFEITO DA RAZÃO DE ENCHIMENTO	76
5.2.1 Testes 7 e 8.....	76
5.2.2 Testes 9 a 11.....	79
5.2.3 Testes 12 e 13.....	82
5.3 TESTES 13 A 16: EFEITO DO COMPRIMENTO DA SEÇÃO ADIABÁTICA.....	83
5.4 TESTES 17 (COMPARADO COM TESTE 8) E 18 (COMPARADO COM 11 ^{3ª}): ESTUDOS DOS PERFIS DE TEMPERATURA.....	86
5.5 RESUMO DOS RESULTADOS.....	90
6 MODELAGEM MATEMÁTICA DO PERFIL DE TEMPERATURAS DO CONDENSADOR.....	91
6.1 MODELO DE ALETA COM CONDUTIVIDADE TÉRMICA EFETIVA PARA UM VOLUME DE CONTROLE DO CONDENSADOR	91
6.2 CONDUTIVIDADE TÉRMICA EFETIVA DO VOLUME DE CONTROLE DO CONDENSADOR	95

6.3	MODELO COMPACTO ASSINTÓTICO DO PERFIL DE TEMPERATURAS DO CONDENSADOR A PARTIR DO MODELO DE ALETA	102
6.4	ANÁLISE DO MODELO COMPACTO ASSINTÓTICO.....	111
7	PROTÓTIPO.....	115
7.1	FABRICAÇÃO E CARREGAMENTO DO PROTÓTIPO.....	115
7.1.2	Teste de vazamento	116
7.1.3	Carregamento com sódio sólido (com aquecimento)	117
7.1.4	Vácuo, esmagamento e corte e soldagem.....	118
7.2	TESTE DE QUALIDADE DO PROTÓTIPO	121
7.2.1	Primeiro teste.....	121
7.2.2	Segundo teste.....	124
7.3	TESTES PRELIMINARES DO PROTÓTIPO ACOPLADO AO MOTOR STIRLING	126
8	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	131
8.1	CONCLUSÕES	131
8.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	133
	APÊNDICE A – INCERTEZA DE MEDIÇÃO	139

A.1 INCERTEZA DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR PELO CONDENSADOR TIPO SERPENTINA	139
A.2 INCERTEZA DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR RADIAÇÃO E CONVECÇÃO NATURAL	143
APÊNDICE B – CONDUTIVIDADE TÉRMICA EFETIVA.....	147
APÊNDICE C – LIMITES DE OPERAÇÃO DE TERMOSSIFÕES	149

1 INTRODUÇÃO

1.1 APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

Tubos de calor e termossifões são dispositivos que operam em um ciclo bifásico fechado e utilizam o calor latente de vaporização para transferir calor mesmo quando sujeitos a um gradiente de temperatura muito pequeno (PETERSON, 1994). Apresentam uma condutividade térmica efetiva várias ordens de grandeza maior do que os melhores metais condutores, como o cobre e alumínio, e, em funcionamento, geram um perfil de temperaturas isotérmico que pode ser útil em fornos, trocadores de calor e sistemas de geração de energia elétrica.

Coletores solares parabólicos que fazem uso de motores Stirling para a produção de energia elétrica têm sua eficiência melhorada se empregarem a tecnologia de tubos de calor e termossifões nos receptores. Parte desta melhora pode ser atribuída ao perfil de temperatura isotérmico que esta tecnologia permite. Note-se que, dentre as tecnologias de energia solar concentrada (CSP), os sistemas Stirling são os considerados mais eficientes.

A empresa sueca Cleanergy AB desenvolve sistemas de geração de energia elétrica através de motores Stirling desde 2008. Comercializam dois sistemas denominados *Combined Heat and Power* (CHP) e *Concentrated Solar Power* (CSP) que utilizam, respectivamente, biogás e radiação solar como fontes de calor. Em 2014 foi assinado um contrato entre a empresa Cleanergy AB e o Laboratório de Tubos de Calor (LABTUCAL), visando o desenvolvimento de um trocador de calor assistido por termossifões a ser aplicado em um sistema híbrido, capaz de utilizar as duas fontes de calor para produzir energia elétrica através de um único receptor de energia térmica. O trabalho aqui desenvolvido apresenta os resultados de testes experimentais realizados com o objetivo de simular situações reais as quais o sistema híbrido será exposto.

1.2 OBJETIVOS

A motivação para desenvolver este trabalho vem, como já relatado, de um contrato firmado entre a empresa sueca Cleanergy AB (que desenvolve sistemas de geração de energia elétrica usando fontes de energia renováveis, através do uso de motores Stirling) e o LABTUCAL. A empresa produz dois equipamentos principais: o primeiro utiliza a queima de biogás e o segundo a radiação solar. A empresa pretende lançar um

novo produto para uso em localidades remotas (como fazendas) onde um mesmo trocador de calor é capaz transportar calor de duas fontes diferentes: energia solar, em dias ensolarados, e biogás, em dias chuvosos ou nublados e/ou durante a noite. Devido a sua eficiência e flexibilidade geométrica, trocadores de calor assistidos por termossifões se apresentam como uma alternativa muito interessante, a qual foi explorada no presente trabalho.

Assim, a fim de atingir este objetivo principal, o Labtucal desenvolveu tecnologias de termossifões bifásicos que operam em alta temperatura, usando o sódio como fluido de trabalho. Por desenvolvimento de tecnologia entende-se: modelagem matemática, projeto dos termossifões que foram empregados em um trocador de calor, desenvolvimento de processos de fabricação dos termossifões, desenvolvimento de bancadas de testes e realização de testes experimentais. Um trocador de calor foi construído a partir de termossifões projetados e fabricados no LABTUCAL. A empresa Cleanergy AB testou com sucesso o trocador de calor resultante deste desenvolvimento em sua sede na Suécia.

Desta forma, o presente trabalho contribui para estado da arte no que tange: ao desenvolvimento de termossifões de alta temperatura (tema ainda pouco explorado na literatura), à processos de fabricação e à projetos de trocadores de calor. Além disto, apresenta-se um modelo matemático inédito do perfil de temperaturas do condensador, que permite avaliar o comportamento térmico dos termossifões de sódio.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

No Capítulo 2, o leitor é familiarizado, a partir de uma revisão bibliográfica, com os princípios de funcionamento de tubos de calor e termossifões, enfatizando características, aplicações e processos conhecidos de carregamento de termossifões e/ou tubos de calor que empregam sódio como fluido de trabalho.

No Capítulo 3 é apresentado, em detalhes, o processo de fabricação de termossifões de sódio, o qual foi inteiramente desenvolvido no LABTUCAL e utilizado na fabricação de todos os termossifões testados no contexto deste trabalho.

No Capítulo 4, descreve-se a bancada experimental utilizada para a realização de todos os testes, apresentando-se os procedimentos experimentais adotados. Também são apresentados os modelos utilizados no cálculo da taxa de transferência de calor pelo condensador (como fonte fria empregou-se água refrigerada circulando em serpentina de cobre e uma combinação entre radiação e convecção natural). As características

geométricas dos termossifões testados e os parâmetros de teste para cada um dos dezoito testes realizados são também apresentados.

No Capítulo 5 apresentam-se os resultados obtidos através dos testes experimentais. A análise destes dados é dividida em quatro partes, onde se discute separadamente a influência da: (1) inclinação, posição do evaporador e tipo de condensador serpentina, (2) razão de enchimento, (3) comprimento da seção adiabática e (4) perfil de temperatura.

No Capítulo 6 é apresentado o modelo de aleta, onde o conceito da “condutividade térmica efetiva”, a qual depende do perfil de temperaturas do condensador, sendo obtida a partir de medidas experimentais, é discutido. O modelo é então aplicado aos testes realizados onde o condensador rejeita calor diretamente para o ambiente.

No Capítulo 7, o projeto, a fabricação e os testes realizados no protótipo do receptor assistido por termossifões de sódio são apresentados. Destacam-se discussões sobre o processo de carregamento dos quarenta e oito termossifões, dificuldades encontradas e os resultados do teste preliminar do protótipo, realizado pela empresa Cleanergy AB.

Por fim, no Capítulo 8 são apresentadas as principais conclusões do presente trabalho assim como sugestões para trabalhos futuros na presente área de pesquisa.

O Apêndice A apresenta a análise de erros experimentais, incluindo os cálculos da taxa de transferência de calor pelos condensadores, quando serpentinas com água refrigerada são utilizadas e quando o calor é transferido do condensador por radiação e convecção natural. O Apêndice B apresenta uma tabela com os valores da condutividade térmica efetiva. O Apêndice C apresenta os limites de termossifões presentes na literatura.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DE TUBOS DE CALOR E TERMOSIFÕES

Segundo Mantelli (2012) e Peterson (1994), termosifões e tubos de calor são dispositivos para troca de calor altamente eficientes. Operam em um ciclo bifásico fechado e utilizam calor latente de vaporização e condensação para transferir calor, mesmo quando sujeitos a pequenas diferenças de temperaturas. Consistem de um tubo metálico oco, evacuado, onde certa quantidade de fluido de trabalho é inserida. São compostos por três regiões distintas: evaporador, região adiabática e condensador.

Como pode ser visto na Figura 2.1, calor é adicionado à porção inferior do termosifão, evaporando o fluido de trabalho que se localiza nesta região. Como, basicamente, todo o calor transportado pelo termosifão é empregado na evaporação do fluido de trabalho, quanto maior o calor latente de vaporização, mais calor o dispositivo é capaz de transportar. O vapor gerado no evaporador provoca uma sobrepressão e assim, uma elevação de temperatura. A diferença de pressão do vapor, entre as regiões do evaporador e condensador, é responsável pelo deslocamento do vapor para as regiões mais frias do condensador onde calor é retirado e onde o vapor, no estado de saturação, se condensa. O líquido condensado forma filmes que revestem a superfície interna do condensador, sendo deslocado de volta ao evaporador pela ação das forças gravitacionais, onde é novamente evaporado, fechando o ciclo.

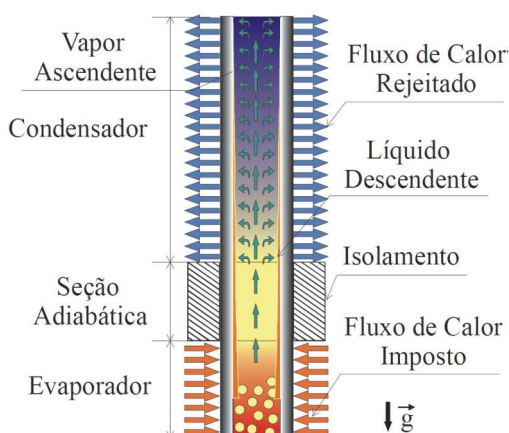


Figura 2.1- Funcionamento de um termosifão (MANTELLI, 2012).

Desta forma, os termossifões dependem fundamentalmente da gravidade para seu funcionamento, ou seja, para que o fluido de trabalho retorne do condensador para o evaporador. Por isso é importante que o evaporador esteja localizado abaixo do condensador. Já os tubos de calor podem atuar em qualquer posição, pois um meio poroso localizado internamente ao tubo é o responsável pelo bombeamento capilar, garantindo o retorno do fluido para o evaporador.

A região adiabática de tubos de calor e termossifões é caracterizada pela ausência de trocas de calor com o ambiente e, portanto, normalmente sua superfície externa é revestida por isolantes. Suas dimensões dependem da aplicação do dispositivo, podendo ser mínimas (ou zero) ou bastante grandes como em aplicações em plantas industriais nos quais a fonte de calor e o seu sumidouro estão bastante afastados entre si (até 50 metros, por exemplo).

2.2 COLETORES SOLARES PARABÓLICOS PARA MOTORES STIRLING

Segundo IRENA (2012), os coletores solares parabólicos consistem de um concentrador na forma de um prato parabólico que acompanha o sol em dois eixos e reflete a radiação solar para um receptor posicionado no ponto focal do prato, como pode ser observado na Figura 2.2. Este calor concentrado pode ser empregado em diversas aplicações; no presente caso, a radiação solar é utilizada no aquecimento de um gás, o fluido de trabalho do motor Stirling que está confinado em um conjunto de tubos com diâmetro da ordem de 5 mm. A expansão (durante o aquecimento) e a retração (durante o resfriamento) deste gás confinado transforma o calor em energia mecânica, que, por sua vez, movimenta o gerador para produzir energia elétrica.

Os sistemas parabólicos Stirling operam de forma autônoma e podem funcionar de uma forma híbrida, também utilizando como fonte de calor um biocombustível adequado. Tipicamente, o gerador de eletricidade se localiza junto ao receptor de cada coletor parabólico, reduzindo as perdas de calor. A capacidade de geração de energia de um conjunto prato parabólico - motor Stirling pode ser considerada pequena, de 5 a 50 kW, porém, o sistema é extremamente modular, quando comparado a tecnologias como as torres solares (IRENA, 2012). Das tecnologias de energia solar concentrada (CSP), esta é a que apresenta maior eficiência: 31,25% (ANDRAKA, 2014).



Figura 2.2 - Coletores solares parabólicos Stirling.
(United States Department of Energy, 2010)

2.3 CICLO STIRLING E MOTORES STIRLING

Existem dois tipos de motores Stirling: cinéticos e de pistão livre. Motores cinéticos utilizam hidrogênio como fluido de trabalho e tem maior eficiência do que os motores de pistão livre. Já os de pistão livre trabalham com hélio e não geram atrito durante a operação, o que reduz a necessidade de manutenção.

Segundo Çengel (2006), os motores Stirling são máquinas térmicas que funcionam segundo um ciclo motor do tipo Stirling, que é um ciclo de potência a gás que, assim como o ciclo de Carnot, envolve processos isotérmicos de fornecimento de calor à temperatura T_Q e rejeição à temperatura T_F (ver Figura 2.3). Ele difere do ciclo de Carnot, pois os dois processos isoentrópicos do ciclo de Carnot são substituídos por dois processos de regeneração a volume constante. No processo de regeneração, calor é transferido para um dispositivo que armazena energia térmica (chamado regenerador) durante a descompressão do gás a volume constante, e é transferido de volta para o fluido de trabalho durante a compressão a volume constante, conforme apresentado na Figura 2.4.

O ciclo Stirling apresenta quatro processos totalmente reversíveis e, idealmente, apresenta a mesma eficiência térmica que a do ciclo de Carnot ao operar dentro dos mesmos limites de temperatura. Na prática, a transferência de calor nos motores Stirling não ocorre com uma diferença de temperatura infinitesimal, mas sim com diferenças de temperaturas finitas de modo que a eficiência térmica de motores Stirling reais fica abaixo da eficiência térmica ideal.

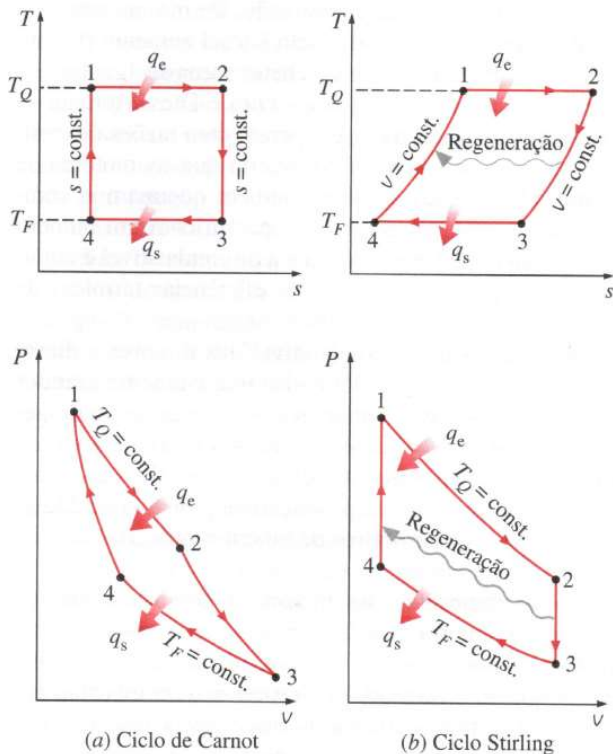


Figura 2.3 – Diagramas do Ciclo de Carnot e do Ciclo Stirling.
(ÇENGEL, 2006)

A combustão externa é uma das características destes motores que lhe confere algumas vantagens. Em primeiro lugar, uma variedade de combustíveis pode ser usada como fonte de energia térmica, como é o caso dos sistemas de geração de energia elétrica aqui estudados, que utilizam gases resultantes da combustão de biogás e/ou radiação solar como fontes de calor. Em segundo lugar, há mais tempo para a combustão e, portanto, o processo de combustão é mais completo. Em terceiro lugar, esses motores operam em ciclos fechados e, assim, o fluido de trabalho, que não será utilizado como combustível, pode ser escolhido de forma a apresentar características mais desejáveis (estável, quimicamente inerte, alta condutividade térmica). O hidrogênio e o hélio são dois gases normalmente empregados (ÇENGEL, 2006).

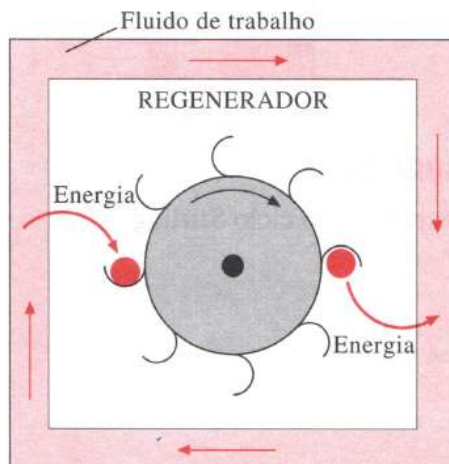


Figura 2.4– Processo de regeneração do ciclo Stirling.

2.4 CARACTERÍSTICAS DOS TERMOSSIFÕES

Eastman apud Peterson (1994), identificou diversas características de tubos de calor que os tornam úteis em diferentes aplicações, as quais podem também ser atribuídas a termossifões.

Primeiro, os tubos de calor e termossifões são dispositivos de transferência de calor altamente eficientes, pois operam segundo ciclos bifásicos fechados, transportando calor latente de condensação e vaporização, mecanismos de transporte de energia reconhecidamente mais eficientes do que condução e convecção de calor. Assim, um termossifão pode apresentar uma capacidade de transferência de calor, em algumas ordens de grandeza, superior à de um tubo metálico (cobre) maciço, com a mesma geometria externa. Além disto, como o vapor (principal vetor de transporte de energia) apresenta grande capacidade de preencher espaços internos, tubos de calor e termossifões apresentam grande flexibilidade geométrica, o que permite a separação física entre o seu condensador e evaporador, que podem ser conectados por tubos (linhas de escoamento) de vapor e líquido.

Segundo, aumentos do fluxo de calor no evaporador podem resultar em aumentos da taxa em que o fluido de trabalho é vaporizado, sem necessariamente resultar em aumentos significativos da temperatura de operação do dispositivo, desde que o condensador tenha capacidade de condensar o vapor em uma taxa semelhante a que foi gerado. Portanto, além dos tubos de calor e termossifões serem rapidamente ajustáveis a

variações da potência transferida, eles se comportam como dispositivos quase isotérmicos. Em outras palavras, são capazes de ajustar a taxa de vaporização para acomodar uma variação de potências de entrada, mantendo a fonte em temperaturas relativamente constantes.

Terceiro, as seções do evaporador e condensador em tubos de calor e termossifões funcionam de forma bastante independente: deve-se apenas garantir que os fluxos de líquido e vapor que abastecem o condensador e evaporador sejam iguais. Assim, a área na qual o calor é introduzido pode diferir em tamanho e forma da área pela qual o calor é rejeitado, desde que a taxa na qual o líquido é vaporizado não exceda a taxa na qual o fluido é condensado. Logo, fluxos de calor elevados gerados sobre pequenas áreas podem ser dissipados por grandes áreas (fluxos de calor reduzidos).

Como resultado destas características, Peterson (1994) relata que outra característica importante de tubos de calor e termossifões é a sua baixa inércia térmica. Diferentemente de dispositivos de transporte de calor puramente por condução, a capacidade de reação destes dispositivos às variações nas condições de operação não é fortemente dependente de suas dimensões.

Segundo Imura et al (1983), tubos de calor apresentam desvantagens operacionais em relação aos termossifões. A principal desvantagem está nas perdas de carga observadas no retorno do fluido do condensador para o evaporador, devido à presença do meio poroso, que cria um limite físico para o transporte de fluido. Assim, normalmente, o limite de fluxo de calor máximo de um tubo de calor é inferior ao de um termossifão. Nguyen-chi e Groll (1980) mostram que o fluxo crítico dos termossifões é 1,2 a 1,5 vezes maior que o fluxo crítico de tubos de calor.

2.5 TERMOSSIFÕES DE SÓDIO

Segundo Cunha (2008), os tubos de calor e termossifões aplicados a altos níveis de temperatura surgiram especificamente como uma solução para o problema de controle térmico de sistemas de potência de reatores nucleares de veículos espaciais. As expressões “alta temperatura” ou “temperatura elevada”, quando aplicadas a termossifões se referem à faixa que vai de aproximadamente 500 a 1800 °C. Para cada nível de temperatura, um diferente fluido de trabalho deve ser selecionado. Segundo Reay et al (2014), a água é um excelente fluido de trabalho para se trabalhar entre 30 e 200 °C; já para a faixa que vai de 600 a 1200 °C o sódio é o mais indicado.

A utilização de um fluido em um termossifão está diretamente relacionada a sua capacidade de mudar de fase na faixa de temperatura de operação e na quantidade de calor empregado neste processo. Assim, o termossifão deve operar em níveis de temperatura abaixo do ponto crítico do seu fluido de trabalho. O sódio apresenta, à pressão atmosférica, temperatura de fusão de 98 °C e ebulição de 892 °C. Sua temperatura crítica é de 2231 °C na pressão de 25,64 MPa (FINK E LEIBOWITZ, 1995).

É importante ressaltar que o material do tubo a ser utilizado na fabricação do termossifão deve ser compatível com o fluido de trabalho, ou seja, não devem reagir quimicamente quando em contato e principalmente durante a sua operação. Uma reação poderia gerar gases não condensáveis ao longo do tempo, que se acumulam na ponta do condensador, diminuindo a área disponível de troca térmica do termossifão. Reay et al (2014) recomenda a utilização de tubos de aço inoxidável e Inconel para o sódio. Yamamoto et al (1982) realizou testes de longa vida por 1.200 h em três tubos de calor de sódio fabricados com aço inoxidável AISI 316L e concluiu que a oxidação gerada na parede interna dos tubos não causou impacto na vida útil dos tubos de calor.

2.6 APLICAÇÕES DE TERMOSSIFÕES DE SÓDIO

Em sua revisão sobre termossifões baseada em mais de 120 artigos, Jafari et al (2016) menciona que pouca atenção tem sido dada a estudos experimentais de termossifões de média e alta temperatura para aplicações solares.

Dobson e Laubscher (2013) dimensionaram trocadores de calor assistidos por termossifões para aplicação em usinas nucleares utilizando um modelo desenvolvido por eles, que incluía o coeficiente de transferência de calor por ebulição para metais líquidos desenvolvido por Shah (1992), assim como o coeficiente médio de condensação apresentado em Mill (1995). Mesmo considerando as correlações para metais líquidos presentes na literatura, Dobson e Laubscher (2013) enfatizam que, para o projeto de um trocador de calor para uma aplicação real, será necessária a realização de testes experimentais para a determinação dos coeficientes de transferência de calor do sódio. A fim de validar o modelo utilizado no dimensionamento do trocador, Laubscher e Dobson (2013) realizaram experimentos com um trocador de calor assistido por termossifões carregados com o fluido térmico Dowtherm-A, ao invés de sódio, reconhecendo que fabricar termossifões de sódio envolve processos desafiadores.

Andraka et al (1996) realizaram testes para comparar eficiência de dois receptores de um coletor solar parabólico de um motor Stirling. No

primeiro, os raios solares deste coletor aqueciam diretamente os tubos que continham o fluido de trabalho do motor Stirling; no segundo teste, tubos de calor com sódio eram empregados para absorver o calor proveniente da radiação solar e transportá-lo ao fluido de trabalho. Seus resultados mostraram uma eficiência de 23,2% para o sistema convencional e 28,1% para o sistema assistido por termossifões. Os autores atribuíram o aumento da eficiência, quando utilizado o sistema com tubos de calor, à: diminuição do volume morto do sistema, transferência de calor a temperatura constante e aumento da eficiência do receptor. Adicionalmente, a maior temperatura registrada no receptor com tubos de calor foi 70 °C menor do que no receptor convencional, para as mesmas temperaturas do ciclo do motor; logo o sistema com tubos de calor é capaz de absorver mais energia solar e, assim, gerar mais eletricidade do que o primeiro sistema, para condições iguais de operação.

2.7 PROCESSO DE CARREGAMENTO DE TERMOSSIFÕES DE SÓDIO

Faghri (2005) apresenta um sistema utilizado para o carregamento de tubos de calor de sódio. O sódio é introduzido no tubo de calor no estado líquido. A justificativa para a construção deste aparato (ver Figura 2.5) está na alta reatividade que o sódio possui com a água e até mesmo com a umidade do ar quando aquecido, uma vez que metais líquidos são excelentes agentes redutores e reagem violentamente com a água produzindo hidrogênio que pode entrar em ignição espontaneamente causando uma explosão.

O procedimento de carregamento utilizado é descrito nos oito passos a seguir:

1. Todas as válvulas do sistema de carregamento são fechadas.
2. Os aquecedores do tipo fita são envoltos na câmara de carregamento para fundir o sódio. Aquecedores também são posicionados na tubulação entre a câmara de carregamento e a válvula de carregamento do tubo de calor a fim de prevenir a solidificação do sódio e o bloqueio do tubo de carregamento.
3. As válvulas 2, 4 e 5 são abertas para a evacuação do sistema e do tubo de calor.
4. Quando o sódio está completamente fundido, o que é verificado por inspeção visual, válvulas 2 e 4 são fechadas.
5. A válvula 3 é aberta e a maioria do sódio entra no tubo de calor.
6. Uma vez que nem todo o sódio entra no tubo, a válvula 1, que está conectada ao suprimento de argônio, é aberta e pressuriza a

- câmara de carregamento, forçando o restante do sódio para dentro do tubo de calor.
7. Quando a câmara de carregamento fica vazia, as válvulas 1 e 3 são fechadas. A válvula 4 é aberta para nova evacuação do tubo de calor.
 8. As válvulas 4 e 5 são fechadas para isolar o sistema.

Neste processo, o tubo de carregamento ficou bloqueado após a utilização do argônio para forçar o sódio para dentro do tubo de calor, causando o possível aprisionamento de argônio (não retirado durante a etapa 7) dentro do tubo de calor. A fim de retirar o argônio e quaisquer outros gases não condensáveis ainda presente no interior do tubo de calor, um procedimento a mais de aquecimento de todo o tubo de calor à 800 °C foi realizado para fundir o sódio, seguido de evacuação do tubo a frio e a quente (520 °C) até que a temperatura do tubo de calor ficasse homogênea.

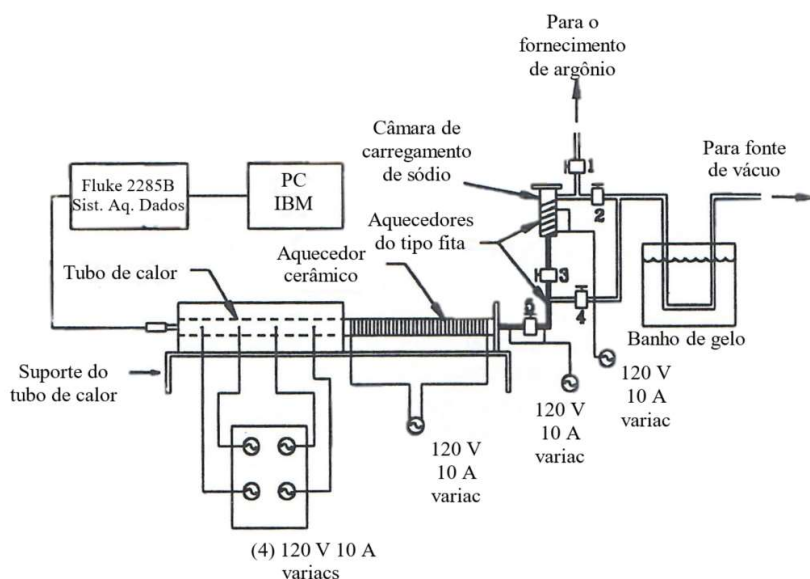


Figura 2.5 – Sistema de carregamento de tubos de calor e termosifões de sódio. (Adaptado de FAGHRI, 2005)

Outros dois sistemas de carregamento para tubos de calor e termosifões são apresentados por Reay et al. (2014). Os autores enfatizam três

métodos de carregamento. O primeiro é a destilação, algumas vezes provenientes de uma esponja para remover oxigênio e é o método que resulta em maior vida útil para o termossifão ou tubo de calor. O segundo é o carregamento por quebra de ampola contendo sódio, dentro do tubo de carregamento. O terceiro método é relatado em detalhes e foi utilizado na fabricação de um tubo de calor através do sistema de carregamento apresentado na Figura 2.6 (a). O processo de carregamento se inicia ao se depositar sódio com pureza de 99,9% no filtro de vidro fixado no tubo de carregamento do tubo de calor. Um *by-pass* no filtro permite que o tubo seja previamente evacuado e tenha os gases retirados. O tubo de carregamento e o tubo de calor são imersos no banho de parafina líquida para elevar a temperatura do sódio acima de sua temperatura de fusão (98 °C). A válvula de *by-pass* é então fechada e pressão é aplicada através do gás hélio do termossifão para forçar o sódio fundido através do filtro e para dentro do tubo de calor. O processo de carregamento referente ao sistema da Figura 2.6 (b) não é descrito pelos autores.

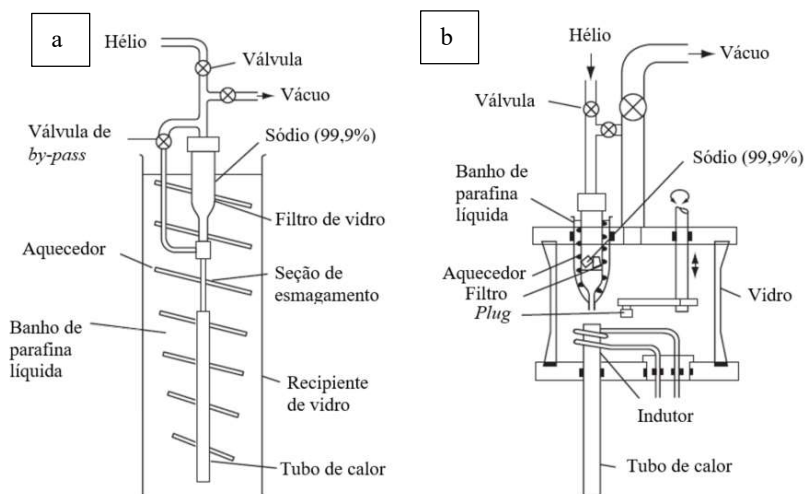


Figura 2.6 – Dois sistemas de carregamento de tubos de calor e termossifões de sódio. a) Sistema utilizado no carregamento de um tubo de calor. b) Outro dispositivo para carregamento de tubos de calor e termossifões de sódio. (adaptado de REAY et al., 2014)

Dillig et al. (2013) descrevem o carregamento de um tubo de calor plano de sódio. Sódio metálico (99,9%) embalado a vácuo e termossifão com seus acessórios são levados para dentro de uma câmara de atmosfera

inerte (Argônio ou Nitrogênio). A embalagem é aberta e a quantidade necessária de sódio é inserida dentro do cone de carregamento. O cone é aquecido acima do ponto de fusão do sódio. Na sequência, sódio é sugado para dentro do tubo de calor (ver Figura 2.7). O tubo de ventilação é fechado através de uma válvula que é utilizada no processo de retirada dos gases e o tubo de carregamento é então esmagado para não permitir a saída de gases. Fora da câmara, o tubo de carregamento é soldado pelo processo TIG. O processo de retirada de gases ocorre mantendo-se a pressão em 0,8 bar e aquecendo-se o tubo de calor até o ponto de evaporação do sódio por um período de 30 minutos. Após a estabilização, a válvula de controle é sucessivamente aberta e fechada até que os termopares indiquem a mesma temperatura, resultado da retirada de todos os gases. Por fim realiza-se o esmagamento e soldagem do tubo de ventilação pelo processo TIG.

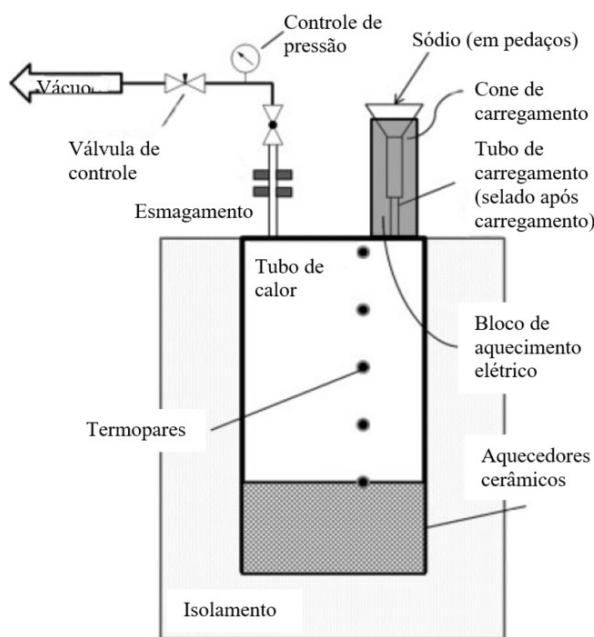


Figura 2.7 – Sistema de carregamento e vácuo. (adaptado de DILLIG et al., 2013)

3 FABRICAÇÃO DE TERMOSSIFÕES DE SÓDIO

Diversos trabalhos apresentam de forma simplificada o processo de fabricação de tubos de calor de sódio através de diagramas e fluxogramas (REAY ET AL., 2014; FAGHRI, 1995; DILLIG ET AL., 2013). Todos os processos apresentados possuem duas características em comum em suas etapas de carregamento. A primeira é que possuem uma atmosfera inerte para evitar que o sódio reaja com a umidade e o oxigênio do ar. A segunda é o aquecimento do sistema de carregamento de sódio.

Alguns dos processos realizam a destilação do sódio a ser inserido no termossifão e outras apenas o aquecem acima do ponto de fusão para inseri-lo mais facilmente no termossifão. Todos, porém, envolvem a montagem de um equipamento específico para o carregamento com sódio.

No presente trabalho, com o intuito de diminuir os custos de fabricação de termossifões de sódio, propõe-se um processo de carregamento a partir do sódio sólido manipulado em uma câmara de atmosfera inerte, sem a necessidade de um equipamento de carregamento. Um fluxograma das etapas de fabricação do termossifão é apresentado na Figura 3.1. Cada etapa será apresentada em detalhes a seguir.

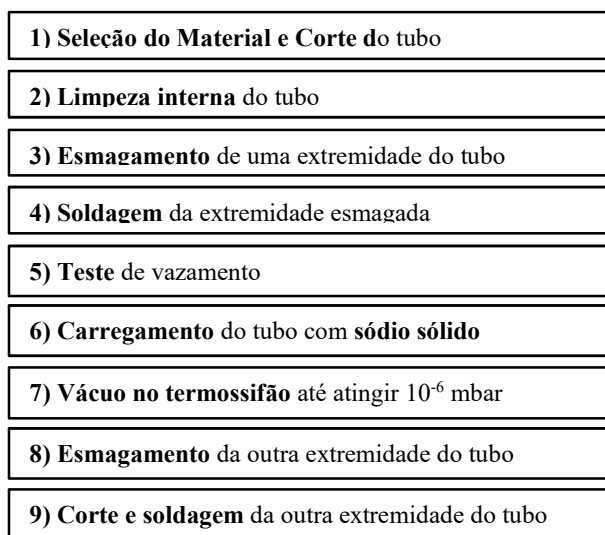


Figura 3.1 – Fluxograma das etapas de fabricação do termossifão.

3.1 SELEÇÃO DO MATERIAL E CORTE DO TUBO

Segundo Reay et al. (2014), aço inoxidável e Inconel são ligas apropriadas para serem empregadas como invólucros de termossifões de sódio. Tais ligas não reagem com o sódio e suportam as altas temperaturas de trabalho do dispositivo. Neste trabalho a liga Inconel 600 foi escolhida para a fabricação de todos os termossifões testados.

O corte do tubo é feito em conformidade com o comprimento final desejado para o termossifão, o qual depende da aplicação do dispositivo e leva em consideração os comprimentos do: evaporador, seção adiabática, condensador e de uma região que possa absorver gases não condensáveis, ou seja, região de ponta fria (PF), localizada acima do condensador. Além do tamanho final desejado, acrescenta-se um comprimento adicional, em virtude dos processos de fabricação. No presente caso, foram adicionados ao comprimento final 20 mm para o primeiro esmagamento, 20 mm para o segundo esmagamento, 20 mm para o posicionamento da mangueira de silicone necessária para o vácuo e 20 mm de folga entre a mangueira e a região do segundo esmagamento. No total, são adicionados 80 mm sobre o tamanho final desejado para o termossifão, conforme pode ser observado na Figura 3.2. A Figura 3.3 apresenta um tubo marcada para ser cortado.

Comprimento de corte							
Vácuo	Folga	Esmag.	Comprimento final				Esmag.
20	20	20	PF	Condensador	Seção Adiabática	Evaporador	20

Figura 3.2 – Comprimento de corte do tubo.



Figura 3.3 – Tubo marcado para ser cortado.

3.2 LIMPEZA INTERNA DOS TUBOS

Os tubos já cortados foram lavados três vezes com uma solução de uma parte de Quimatic ED Bio diluída em cinco partes de água. Cada lavagem foi realizada pelo período de cinco minutos, nos quais o fluido era movimentado ao longo de todo o tubo. Após cada lavagem, os tubos

foram enxaguados com água em abundância. Quimatic ED Bio é um desengraxante industrial biodegradável e de manipulação segura.

3.3 ESMAGAMENTO DE UMA EXTREMIDADE, SOLDAGEM E TESTE

A fim de fechar uma das extremidades do tubo, os 20 mm finais do tubo foram esmagados em uma prensa hidráulica aplicando-se uma carga de 12 toneladas. Após o esmagamento, a parte plana foi soldada pelo processo TIG com uma corrente de 60 a 80 A, dependendo da espessura da parede. A Figura 3.4 apresenta a extremidade do tubo após o esmagamento e a Figura 3.5 após a soldagem.



Figura 3.4 – Extremidade esmagada.



Figura 3.5 – Extremidade soldada.

Na sequência os tubos foram levados para o detector de vazamento SPECTRON 5000 da marca EDWARDS. Este equipamento possui duas bombas de vácuo, uma mecânica e outra difusora, e um espectrômetro de massa que detecta traços de gás hélio.

O tubo a ser testado é conectado ao equipamento que realiza a retirada do ar presente no interior do tubo através das bombas de vácuo. Durante esta etapa há três níveis de retirada do ar: grosseira, média e fina. O equipamento permanecerá no primeiro nível caso haja um furo ou fissura grande o suficiente para permitir a entrada de ar. No caso de haver uma fissura muito pequena, o equipamento chegará no nível de retirada fina, mas indicará um aumento na taxa de vazamento quando gás hélio for lançado na parede externa do tubo nas regiões soldadas. Caso não haja vazamento, a taxa de vazamento permanecerá constante durante o teste com gás hélio. Se encontrado qualquer vazamento, os processos de soldagem e teste são repetidos.

3.4 CARREGAMENTO COM SÓDIO SÓLIDO

Os termossifões testados no presente trabalho foram carregados com sódio metálico no estado sólido dentro de uma câmara com atmosfera controlada MBRAUN UNILab Pro WORKSTATION (2000 mm x 780 mm x 900 mm – C x P x A) preenchida com argônio e com níveis de oxigênio e de umidade abaixo de 10 ppm, conforme apresentado na Figura 3.6. Os níveis baixos de umidade e oxigênio permitem a manipulação segura do sódio e retardam possíveis reações químicas do mesmo. Esta câmara foi disponibilizada pelo Grupo de Materiais Magnéticos (MAGMA) do Laboratório de Materiais da Universidade Federal de Santa Catarina, de modo que não foi necessária a construção de um equipamento específico para o carregamento.

No processo de carregamento, dois procedimentos foram adotados. O primeiro foi o carregamento sem aquecimento a partir do sódio metálico sólido. O segundo consistia dos mesmos procedimentos a partir do sódio metálico sólido, com a adição de uma etapa de aquecimento do tubo.



Figura 3.6 – MBRAUN UNILab Pro WORKSTATION. (Produzida pelo autor)

3.4.2 Sem aquecimento

O sódio utilizado, da marca Sigma-Aldrich, tinha uma pureza de pelo menos 99,8% e era transportado em frascos de vidro contendo pedaços grandes de sódio que totalizavam 500 ou 1000 g de sódio submersos em querosene.

Para evitar que vapor de querosene contaminasse a atmosfera da câmara, a quantidade de sódio necessária para o carregamento dos tubos foi retirada do frasco, ainda fora da câmara de atmosfera controlada, e colocada em um Kitasato (recipiente de vidro apropriado para realização de vácuo), onde vácuo foi realizado para retirar vapor de querosene. Tal procedimento evidenciou uma camada externa de sódio que apresentava aspecto opaco, provavelmente resultante do contato dos pedaços de sódio com o querosene do frasco no qual era transportado e o ar presente no ambiente em que este foi exposto. Julgou-se necessária a remoção desta camada antes do sódio ser inserido no termossifão, tendo em vista que ao se retirar esta camada, o sódio apresenta uma superfície com brilho metálico. A Figura 3.7 apresenta o sódio ainda no Kitasato. A Figura 3.8 mostra o sódio após a retirada parcial da camada externa e vê-se que a parte superior (sem a camada externa) apresenta brilho metálico e a parte inferior (com a camada externa) tem um aspecto branco e opaco.



Figura 3.7 – Sódio após vácuo.



Figura 3.8 – Sódio parcialmente sem a camada externa.

Com a quantidade de sódio necessária já no Kitasato, todo o material necessário para o carregamento é levado até a antecâmara da câmara de atmosfera controlada. Os materiais necessários para o carregamento

são: faca, mangueiras de silicone, tesoura de pressão e adaptador de diâmetro do tubo. Este adaptador de diâmetro é necessário pois o diâmetro externo dos tubos utilizados (18 mm e 21,34 mm) é muito maior do que o diâmetro externo (6,35 mm) dos ramais da bomba de vácuo (ver Figura 3.9.c). Após três ciclos de purga e vácuo na antecâmara, o material é levado até a câmara principal.

Dentro da câmara com atmosfera controlada, o Kitasato é aberto e o sódio retirado. Com o auxílio de uma faca, a camada externa é removida conforme mostrado na Figura 3.8. Já sem a camada externa, os pedaços grandes de sódio são cortados em pedaços menores, moldados com a mão e depositados no interior do tubo após serem pesados. Apenas a quantidade de sódio especificada para cada termossifão é inserida no tubo. Com o tubo já carregado, a extremidade aberta é fechada através de duas mangueiras de silicone, o adaptador de diâmetro de tubo e a tesoura de pressão. Detalhes do processo podem ser observados na Figura 3.9.

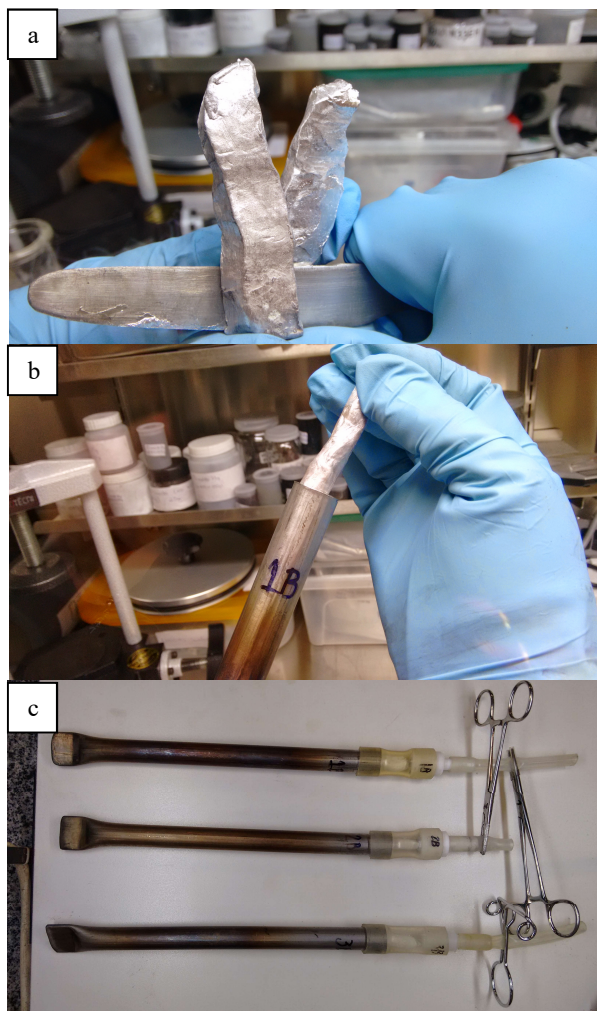


Figura 3.9 – Detalhes do processo de carregamento. a) Corte do sódio em pedaços menores. b) Carregamento do tubo com sódio metálico no estado sólido. c) Termossifões fechados com mangueiras de silicone, adaptador de diâmetro de tubo e tesoura de pressão.

3.4.3 Carregamento com aquecimento

O carregamento com aquecimento se mostrou necessário quando o volume de sódio em relação ao volume total do termossifão era acima de 22%. Quando volumes superiores de sódio eram depositados dentro do termossifão, este se empilhava de modo a atingir a extremidade aberta do tubo antes de todo o sódio necessário ter sido depositado.

Visando evitar o empilhamento, uma resistência elétrica com controle de temperatura é utilizada ao longo do comprimento do termossifão. A temperatura é ajustada acima do ponto de fusão de sódio, que é 98 °C. À medida que o sódio é depositado no tubo, ele funde e preenche todo o fundo do termossifão, não ocorrendo o empilhamento e permitindo que maiores quantidades de fluido de trabalho sejam inseridas no termossifão.

Resistências com potências nominais de 1024 W e 500 W foram utilizadas com sucesso em diversos carregamentos e trabalharam em temperaturas acima do ponto de fusão do sódio, ou seja, entre 110 °C e 150 °C. A Figura 3.10 mostra o sistema de controle de temperatura do resistor, o resistor do tipo cartucho (inserido em uma calha de alumínio) e o termossifão. A Figura 3.11 apresenta os termossifões do protótipo fabricado pela Cleanergy AB sendo aquecidos por um resistor flexível do tipo fita.



Figura 3.10 – Termossifão sendo aquecido por uma resistência no evaporador.



Figura 3.11 – Termossifões do protótipo sendo aquecidos ao longo de todo o comprimento.

3.5 VÁCUO, ESMAGAMENTO E CORTE E SOLDAGEM

Ao final do processo de carregamento, o termossifão é retirado da câmara com atmosfera controlada e levado até a bomba de vácuo onde realiza-se a retirada dos gases presentes no interior do tubo chegando a uma pressão de até 10^{-6} mbar, conforme apresentado na Figura 3.12. O termossifão é deixado conectado à bomba por pelo menos duas horas. Quando o carregamento é feito com aquecimento, deixa-se o tubo com sódio atingindo a temperatura ambiente antes de se realizar o vácuo.

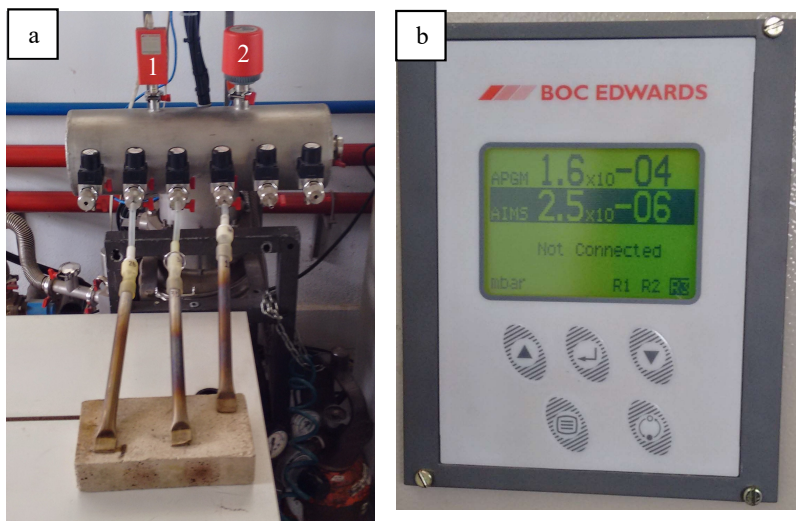


Figura 3.12 – Vácuo. a) Gases sendo retirados dos termosifões por uma bomba de vácuo difusora. Os componentes 1 e 2 marcados na imagem são, respectivamente, sensores de pressão de alto e baixo vácuo. b) Mostrador dos sensores de pressão conectados.

Em seguida, a mangueira de silicone é fechada pela tesoura de pressão e o termosifão é esmagado em uma prensa hidráulica. Duas etapas de esmagamento são realizadas. Na primeira, utilizam-se duas matrizes planas de mesmo tamanho e aplicam-se 16 ton sobre o tubo. Na segunda, utiliza-se uma matriz plana e outra em forma de cunha e aplicam-se 10 ton. Por fim faz-se o corte e soldagem pelo processo de soldagem TIG utilizando uma corrente de aproximadamente 100 A. A Figura 3.13 apresenta as etapas do processo de esmagamento e a Figura 3.14 do corte soldagem.

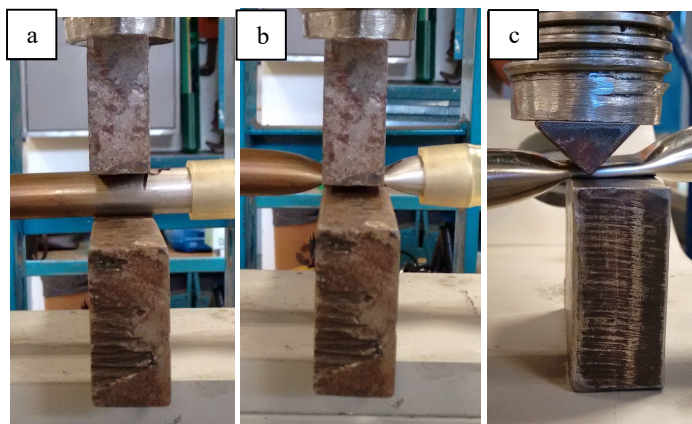


Figura 3.13 – Esmagamento. a) Termossifão posicionado entre duas matrizes planas. b) Termossifão após aplicação de 16 ton sobre o tubo. c) Esmagamento com matriz plana e em forma de cunha.

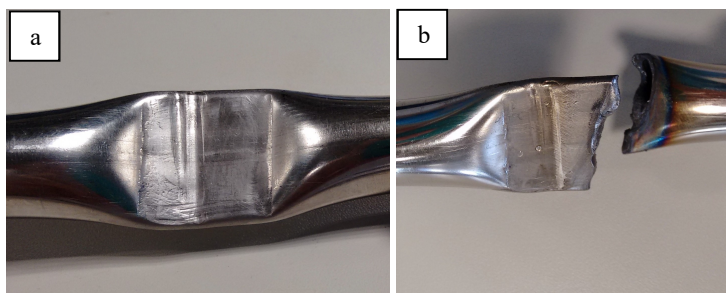


Figura 3.14 – Corte e soldagem. a) Antes. b) Depois.

3.6 TERMOSSIFÕES FABRICADOS

O processo de fabricação citado nas seções anteriores foi utilizado para fabricar oito termossifões. Além dos oito, um tubo para termossifão (Termossifão I) foi fabricado na Suécia com umbilical (mesmas características geométricas e de fabricação dos termossifões do protótipo), e, carregado e fechado no Brasil conforme seções 3.4.2 e 3.5. Todos os termossifões foram fabricados em Inconel 600 e carregados com sódio com pureza não inferior a 99,8%. A Tabela 3.1 apresenta as características geométricas e massa de sódio de cada um dos nove termossifões e a Figura 3.15 mostra os termossifões fabricados E, F e G

Tabela 3.1 – Características dos termossifões de sódio fabricados.

Termossifão	L [mm]	d_o [mm]	d_i [mm]	$m_{\text{sódio}}$ [g]	$h_{\text{sódio}}$ [mm]
A	330	18,00	16,00	20,0	100
B	245	18,00	16,00	20,0	100
C	245	18,00	16,00	10,0	50
D	305	18,00	16,00	10,0	50
E	245	18,00	16,00	7,8	40
F	245	18,00	16,00	15,6	80
G	245	18,00	16,00	20,0	100
H	510	21,34	18,04	62,3	250
I	470	21,34	18,04	78,8	320

As características apresentadas na Tabela 3.1 são intrínsecas a cada termossifão como resultado do processo de fabricação. A altura de coluna de sódio foi calculada por

$$h_{\text{sódio}} = \frac{m_{\text{sódio}} / \rho_{\text{sódio, @ } 20^{\circ}\text{C}}}{\pi d_i^2 / 4} \quad (3.1)$$

onde a densidade utilizada no cálculo é a do sódio sólido à temperatura de 20°C, igual a 968 kg/m³.



Figura 3.15 – Termossifões fabricados. E, F e G.

4 ESTUDO EXPERIMENTAL

4.1 BANCADA EXPERIMENTAL

A bancada experimental foi montada a partir de (1) um forno de indução de média frequência Modelo EURO – 25kW, (2) um indutor de cobre, (3) um sistema de aquisição de dados da marca National Instruments ou Campbell, (4) um computador, (5) termopares do tipo K da marca Omega, (6) um banho térmico LAUDA, modelo PROLINE RP 855, com controle de temperatura, (7) uma serpentina de resfriamento fabricada a partir de um tubo de cobre, (8) um rotâmetro marca Contech, (9) um termossifão de sódio e (10) manta de isolamento térmico à base de alumina e sílica. A Figura 4.1 apresenta o diagrama da bancada experimental e a Figura 4.2 traz uma imagem da bancada experimental real.

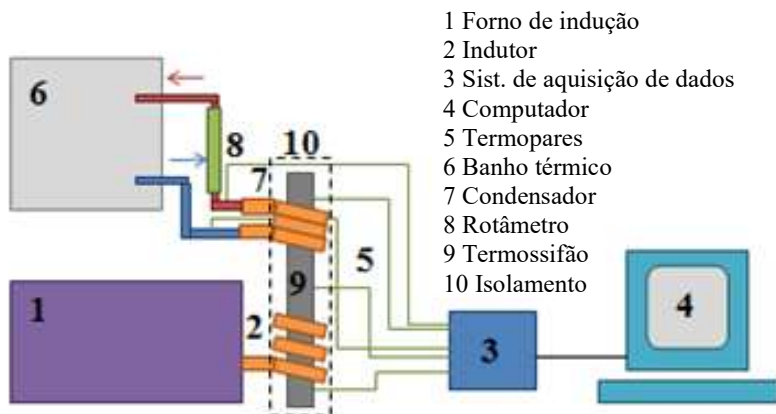


Figura 4.1 – Diagrama da bancada experimental.

Note-se que o sistema de aquecimento por indução possui um ajuste manual da corrente enviada ao indutor e dois relógios contadores, cada um com contagem máxima de 99 segundos. Ao se ligar o sistema de aquecimento, o primeiro contador marca o tempo até atingir 99 segundos, quando a contagem então passa ao segundo contador. Ao final dos 99 segundos do segundo contador, o sistema de aquecimento precisa ser religado imediatamente apertando-se o botão de acionamento. Este procedimento traz alguns inconvenientes operacionais conforme será mencionado adiante neste trabalho.

A potência fornecida ao termossifão durante os 198 segundos, na forma de taxa de transferência de calor, aumenta (diminui) à medida que a corrente enviada ao indutor é aumentada (diminuída). O cálculo da potência térmica fornecida ao termossifão exige condições controladas da posição do termossifão em relação ao indutor, assim como geometrias bem definidas de indutores. Como não foi possível controlar a geometria dos indutores disponíveis, também não foi possível calcular a potência térmica fornecida pelo sistema de aquecimento de forma confiável, sendo necessária outra forma de se determinar a taxa de transferência de calor do termossifão.



Figura 4.2 – Bancada experimental real.

A Figura 4.3 apresenta os quatro indutores utilizados durante os testes. Cada indutor possui características únicas de aquecimento que são função da corrente aplicada e do acoplamento entre sistema de aquecimento por indução, indutor e termossifão. O indutor 320 apresentou corrente máxima de 1660 A quando utilizada nos testes, enquanto o indutor 80 apresentou corrente máxima de 470 A. Os indutores 100 e 100.i foram utilizados abaixo de sua corrente máxima. O indutor 320 possui maior

impedância devido ao seu longo comprimento, causando o rápido aquecimento da água de refrigeração do sistema de aquecimento por indução que, ao atingir 60 °C, causa o desligamento do sistema de aquecimento por motivos de segurança. Todos os testes realizados com o indutor 320 foram encerrados devido ao aquecimento da água de refrigeração. Os testes com os outros indutores não apresentaram aquecimento significativo da água de refrigeração.



Figura 4.3 – Indutores. 80) 80 mm de comprimento, posição vertical. 320) 320 mm de comprimento, posição vertical. 100) 100 mm de comprimento, posição vertical. 100.i) 100 mm de comprimento, 10° inclinado em relação à horizontal.

O banho térmico utilizado possui 1,6 kW de potência máxima de resfriamento do fluido e uma vazão máxima de 25 L/min, tendo a função de resfriar e bombear a água que passa pelo interior dos tubos de cobre que funcionam como condensador. O rotâmetro apresenta menor divisão de escala de 5 L/h com valores mínimo e máximo de escala de 31,5 e 315 L/h, e foi utilizado para medir a vazão de água que passa através dos condensadores. Os termopares utilizados medem temperaturas de até 1250°C com um erro de 0,75% do valor medido e foram soldados na parede externa do termossifão ao longo de todo o seu comprimento. Além disso, dois termopares foram imersos no fluxo de água que passa pelo condensador, um na entrada e outro na saída, permitindo a medição da diferença de temperatura da água.

4.2 CÁLCULO DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR ATRAVÉS DO CONDENSADOR

Na realização dos testes experimentais, um fluxo de calor constante desconhecido é fornecido ao termossifão na região do evaporador por um indutor de cobre conectado ao forno de indução. Calor é transportado pelo fluido de trabalho (sódio), do evaporador para o condensador, passando pela seção adiabática. No condensador, calor é removido do termossifão pelas três maneiras apresentadas a seguir, uma para cada teste:

1. por meio de uma serpentina de resfriamento fabricada a partir de um tubo de cobre, por onde passa um fluxo de água controlado. Dois tipos de condensadores serpentina foram utilizados, o primeiro contorna todo a área circunferencial do tubo (condensador tipo serpentina, ver Figura 4.4). O segundo está em contato com apenas metade da área circunferencial do condensador do termossifão (condensador tipo meia calha, ver Figura 5.1);
2. através da convecção natural e radiação, deixando o tubo exposto ao ar ambiente, conforme pode ser observado na Figura 4.5.



Figura 4.4 – Condensador com serpentina de cobre ao longo de toda a circunferência.

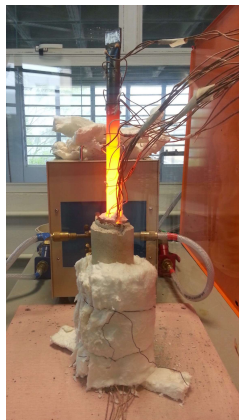


Figura 4.5 – Condensador com convecção natural e radiação. Temperatura da parede de 300 a 1000 °C.

No caso da utilização da serpentina de resfriamento, a água que sai da serpentina é resfriada em um banho térmico e bombeada de volta à serpentina a uma temperatura de 20 °C ou 25 °C. A diferença de tempera-

turas da água de entrada e saída da serpentina foram medidas por termopares do tipo K e a vazão da água por um rotâmetro. Para esta configuração, a taxa de transferência de calor através do condensador foi calculada por

$$q = \dot{m} c_p \Delta T. \quad (4.1)$$

No caso da utilização de convecção natural e radiação para retirar o calor do condensador, dividiu-se o condensador em seis volumes de controle limitados em sua parte inferior e superior por termopares soldados na parede externa do termossifão (ver Figura 4.6). Calculou-se a taxa de transferência de calor para o ambiente rejeitada por cada um dos seis volumes de controle, considerando convecção natural e radiação, de modo que a soma de todas as taxas representa a taxa total de transferência de calor do termossifão através do condensador, calculada por

$$q = \sum_{i=1}^n h_c A_i (\bar{T}_i - T_\infty) + \sigma_r \varepsilon_i A_i (\bar{T}_i^4 - T_\infty^4). \quad (4.2)$$

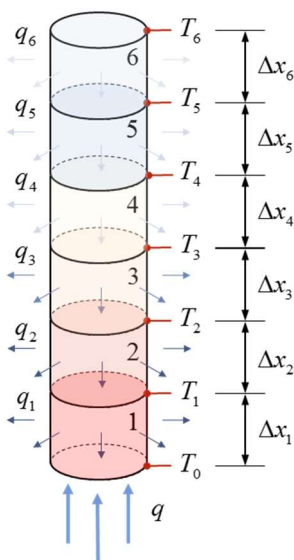


Figura 4.6 – Condensador dividido em seis partes para o cálculo da taxa de transferência de calor para o ambiente por radiação e convecção.

A temperatura média das medidas dos sete termopares foi utilizada para calcular o coeficiente médio de convecção natural através da correlação de convecção natural para cilindro vertical disponível em Nellis e Klein (2008):

$$\frac{h_c L_c}{k_{ar}} = \overline{Nu_{L_c}} = \overline{Nu_{L_c,nc}} \frac{\zeta}{\ln(1+\zeta)} \quad , \quad 0,1 < Ra_{L_c} < 10^{12}. \quad (4.3)$$

onde,

$$\zeta = \frac{1,8}{\overline{Nu_{L_c,nc}}} \frac{L_c}{d_o}, \quad (4.4)$$

$$\overline{Nu_{L_c,nc}} = \left(Nu_{L_c,lam}^6 + Nu_{L_c,tur}^6 \right)^{(1/6)}, \quad (4.5)$$

$$Nu_{L_c,lam} = \frac{2,0}{\ln \left(1 + \frac{2,0}{C_{lam} Ra_{L_c}^{0,25}} \right)}. \quad (4.6)$$

$$C_{lam} = \frac{0,671}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{4/9}}. \quad (4.7)$$

$$Nu_{L_c,tur} = \frac{C_{tur} Ra_{L_c}^{1/3}}{1 + 1,4 \cdot 10^9 \frac{Pr}{Ra_{L_c}}}. \quad (4.8)$$

$$C_{tur} = \frac{0,13 Pr^{0,22}}{\left(1 + 0,61 Pr^{0,81} \right)^{0,42}} \quad (4.9)$$

$$Ra_{L_c} = \frac{gL_c^3 \beta (\bar{T}_c - T_\infty)}{\nu \alpha} \quad (4.10)$$

$$\bar{T}_c = \sum_{i=1}^n \frac{T_i}{n} \quad (4.11)$$

Mesmo que a temperatura do ambiente tenha variado no início de cada teste e no decorrer de cada teste, a temperatura ambiente foi assumida como uma constante igual a 30 ± 9 °C. Os cálculos da incerteza de medição, apresentados no Apêndice A, mostram que tal consideração é aceitável.

O condensador foi considerado como uma superfície cinza (INCROPERA E DEWITT, 1998, p. 5-6, 365-366). A média entre as temperaturas da parte superior e inferior de cada volume de controle, dada por:

$$\bar{T}_i = \frac{(T_i + T_{i-1})}{2}. \quad (4.12)$$

foi utilizada para calcular a emissividade total hemisférica do volume de controle. A seguinte linearização, obtida a partir dos dados apresentados no documento “Inconel Alloy 600 Data Sheet”, foi utilizada:

$$\varepsilon_i = 0,0002 \cdot \bar{T}_i + 0,5729. \quad (4.13)$$

4.3 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

Os patamares de fluxo de calor fornecido na região do evaporador são aumentados no decorrer de cada teste ao se aumentar a corrente fornecida ao indutor. A cada incremento, calor, a uma taxa constante, é fornecido pelo tempo necessário para que o regime permanente seja atingido, o que é caracterizado pela estabilização das temperaturas da parede externa do termossifão e, portanto, estabilização da taxa de transferência de calor. Os valores das temperaturas são medidos pelos termopares e registrados pelo sistema de aquisição de dados a cada 30 segundos, quando

utilizado o sistema de aquisição da marca Campbell, e a cada 10 segundos, quando utilizado o sistema de aquisição de dados da marca National Instruments. Para fins de análise de dados foi calculada a média de cada termopar a partir do conjunto de dados referentes a cada cinco minutos de teste. Esta média foi considerada como o valor da temperatura do termopar naquele intervalo de tempo e o desvio padrão das temperaturas medidas durante os 5 minutos foi considerado como sendo o erro experimental da temperatura.

4.4 TESTES REALIZADOS NOS TERMOSSIFÕES

A Tabela 4.1 apresenta as características dos dezoito diferentes testes realizados, seguindo os procedimentos apresentados nas seções 4.2 e 4.3. Duas ou três réplicas de testes foram rodadas em dez dos dezoito testes, totalizando 30 conjuntos de dados a serem analisados.

A razão de enchimento apresentada na Tabela 4.1 foi definida em função do volume do evaporador e calculada por

$$RE = \frac{m_{\text{sódio}} / \rho_{\text{sódio}, @ 20^{\circ}C}}{L_e \pi d_i^2 / 4} = \frac{h_{\text{sódio}}}{L_e}. \quad (4.14)$$

Testes 1 a 6 foram realizados com o objetivo de simular situações reais de operação do sistema híbrido de geração de energia elétrica e comparar diferentes propostas construtivas. Por exemplo, foram testadas configurações de condensador do tipo serpentina, meia calha superior e meia calha inferior, uma vez que estas configurações foram consideradas para a fabricação da tubulação por onde circula o fluido de trabalho do motor Stirling. Já a razão que motivou o teste das três configurações de condensador, nas posições vertical (90°) e quase horizontal (10°), foi a posição variável do coletor solar parabólico que acompanha o movimento do Sol ao longo do dia, sendo 90° e 10° as posições extremas durante operação. Além disso, posicionou-se o indutor a 150 mm da base do termossifão a fim de simular a condição em que apenas o sistema a gás esteja fornecendo calor ao termossifão (evaporador a gás). Já o posicionamento do indutor a 70 mm da base do termossifão teve por objetivo simular a condição em que apenas a radiação solar fornecesse calor ao termossifão (evaporador solar).

Nos demais testes outros fatores como diferentes razões de enchimento e comprimentos de seção adiabática foram variados. O objetivo

deste estudo foi avaliar o efeito destes parâmetros na capacidade de transferência de calor dos termossifões, visando definir, dentre as configurações testadas, o melhor termossifão a ser empregado no trocador de calor do sistema híbrido de geração de energia elétrica.

Tabela 4.1 – Testes realizados.

Teste	TS	L _{ind} [mm]	α	Dimensões do termossifão [mm]							RE	$m_{\text{sódio}}$ [g]	$\dot{m}_{\text{água}}$ [L/h]	I [A]		Tipo de condensador
				d_i	$L_{ab,e}$	L_e	L_a	L_c	$L_{ac,c}$	L				Mín	Máx	
1 ^{2*}	H	100	90°	18	150	100	35	35	190	510	100%	62,3	190	275	450	Serpentina
2 ²	H	100	90°	18	70	100	115	35	190	510	180%	62,3	185	273	360	Serpentina
3 ³	H	100.i	10°	18	150	100	35	35	190	510	100%	62,3	185	274	420	Serpentina
4 ²	H	100.i	10°	18	150	100	35	70	155	510	100%	62,3	175	276	420	Meia Calha S.
5 ²	H	100.i	10°	18	150	100	35	70	155	510	100%	62,3	175	275	390	Meia Calha I.
6 ²	H	100	90°	18	150	100	35	70	155	510	100%	62,3	175	273	420	Serpentina
7 ¹	I	320	90°	18	0	320	0	124	26	470	100%	78,8	185	300	1660	Serpentina
8 ¹	H	320	90°	18	0	320	0	124	66	510	80%	62,3	185	300	1660	Serpentina
9 ¹	E	100	90°	16	0	100	85	35	25	245	40%	7,8	200	270	360	Serpentina
10 ²	F	100	90°	16	0	100	85	35	25	245	80%	15,6	195	270	360	Serpentina
11 ³	G	100	90°	16	0	100	85	35	25	245	100%	20,0	195	270	360	Serpentina
12 ^{1*}	B	100	90°	16	0	100	60	65	20	245	100%	20,0	60	270	600	Serpentina
13 ^{2*}	C	100	90°	16	0	100	60	65	20	245	50%	10,0	62	270	540	Serpentina
14 ^{1*}	A	80	90°	16	0	80	160	65	25	330	125%	20,0	62	260	470	Serpentina
15 ^{1*}	A	80	90°	16	0	80	80	65	105	330	125%	20,0	62	260	470	Serpentina
16 ^{2*}	D	100	90°	16	0	100	120	65	20	305	50%	10,0	180	270	450	Serpentina
17 ¹	H	100	90°	18	150	100	0	260	0	510	100%	62,3	-	273	525	Conv. Nat.
18 ¹	G	100	90°	16	0	100	0	145	0	245	100%	20,0	-	270	360	Conv. Nat.

1,2 ou 3 Número de réplicas

* Temperatura do evaporador não disponível

RE – Razão de enchimento

TS – Termossifão

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Dezoito testes foram realizados a fim de definir a melhor configuração para os termossifões a serem utilizados no protótipo do trocador de calor para o motor Stirling. Inclinação do termossifão, posição do evaporador e tipo de condensador foram características estudadas nos Testes 1 a 6, com resultados que serviram de orientação no projeto do trocador assistido por termossifões. Testes 7 e 8 foram determinantes na definição da razão de enchimento a ser utilizada no protótipo. Através dos Testes 9 a 16 pôde-se explorar diferentes razões de enchimento e comprimentos da seção adiabática. Por fim, com base nos resultados dos Testes 17 e 18, foi proposto um modelo matemático para a distribuição de temperatura da parede externa do condensador.

Neste capítulo serão apresentados os resultados dos testes experimentais, seguidos de comentários e análises. Os dados serão apresentados em quatro análises distintas que contemplarão (1) Testes 1 a 6; (2) Testes 7 a 13; (3) Testes 13 a 16; e (4) Testes 17 e 18. Os erros das medidas experimentais das taxas de transferência de calor apresentadas nos gráficos foram calculados conforme apresentado no Apêndice A e estão representados por barras verticais sobre os dados experimentais nos gráficos apresentados neste capítulo. Os erros das medidas da temperatura foram determinados a partir do desvio padrão dos valores de temperatura medidos ao longo dos testes.

5.1 TESTES 1 A 6: EFEITO DA INCLINAÇÃO, POSIÇÃO DO EVAPORADOR E GEOMETRIA DO CONDENSADOR

Seis testes foram realizados a fim de avaliar os efeitos da inclinação do termossifão, da posição do evaporador e da geometria do condensador. Na avaliação da influência da inclinação, testes foram realizados na posição vertical e inclinada a 10° com a horizontal, de modo a simular as posições extremas de operação do coletor solar parabólico. Por posição do evaporador entende-se a região onde calor é fornecido ao termossifão. Para estudar a influência da posição do evaporador, este foi posicionado a distâncias de 150 mm (evaporador a gás) e 70 mm (evaporador solar) a partir da base do termossifão. Três condensadores foram testados no estudo da influência da geometria do condensador, sendo estes os condensadores serpentina (onde um tubo de cobre é cuidadosamente “enrolado” ao longo da parede externa do termossifão na região do condensador, ver

Figura 5.1.a), meia calha inferior (onde apenas a metade inferior no sentido radial da região do condensador está em contato com tubos de cobre refrigerados com água) e meia calha superior (onde apenas a metade superior no sentido radial da região do condensador está em contato com tubos de cobre refrigerados com água, ver Figura 5.1.b). Nestes diferentes condensadores foram mantidas as áreas de troca térmica constantes, ou seja, o condensador do tipo serpentina apresentava 35 mm de altura e os de meia calha tinham 70 mm de altura, porém, em contato com apenas metade da circunferência do tubo. Todos os condensadores aqui citados tiveram os tubos de cobre achatados a fim de aumentar a região de contato do tubo de cobre e a parede externa do termossifão.

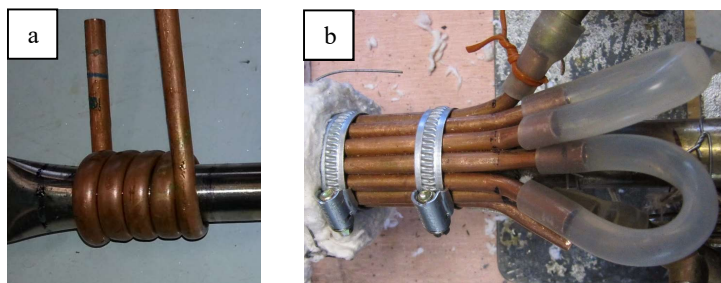


Figura 5.1 – Condensadores. a) Condensador serpentina. b) Condensador meia calha superior.

O principal objetivo dos testes foi simular o comportamento de um termossifão e avaliar sua capacidade de transportar 1000 W de calor, visando uma eventual aplicação em um trocador de calor para um motor Stirling. A análise desta série de testes será feita por meio de gráficos da potência transferida pelo termossifão em função da temperatura do evaporador ou da seção adiabática, dependendo da disponibilidade dos dados.

5.1.1 Testes 1 e 3: Estudo do Efeito da Inclinação

Observam-se, na Figura 5.2, dois conjuntos de dados (Testes 1 e 3) para termossifões operando em diferentes inclinações em relação à horizontal: 90° e 10° , respectivamente. Nos dois testes, o termossifão iniciou o transporte de calor a partir da temperatura de 1000 K. Para todas as temperaturas da seção adiabática apresentadas, o termossifão que opera com inclinação de 10° transporta, em média, 250 W mais de calor que o mesmo termossifão operando na posição vertical, para uma mesma temperatura. Portanto, o termossifão aqui estudado é capaz de transportar

mais calor inclinado do que na vertical. Isso ocorre pois o termossifão inclinado tem o volume de sódio líquido espalhado ao longo do comprimento do termossifão, de modo que a fase líquida e a de vapor se organizam sob a ação da gravidade, separando líquido e vapor. Essa organização dos escoamentos faz com que o termossifão inclinado transporte maiores quantidades de calor para mesmo níveis de temperatura, uma vez que as perdas por atrito entre os escoamentos são minimizadas. Note-se que a diferença de taxa de transferência de calor se mantém praticamente constante, por volta de 250 W, demonstrando que inclinação e nível de temperatura de operação são fatores independentes.

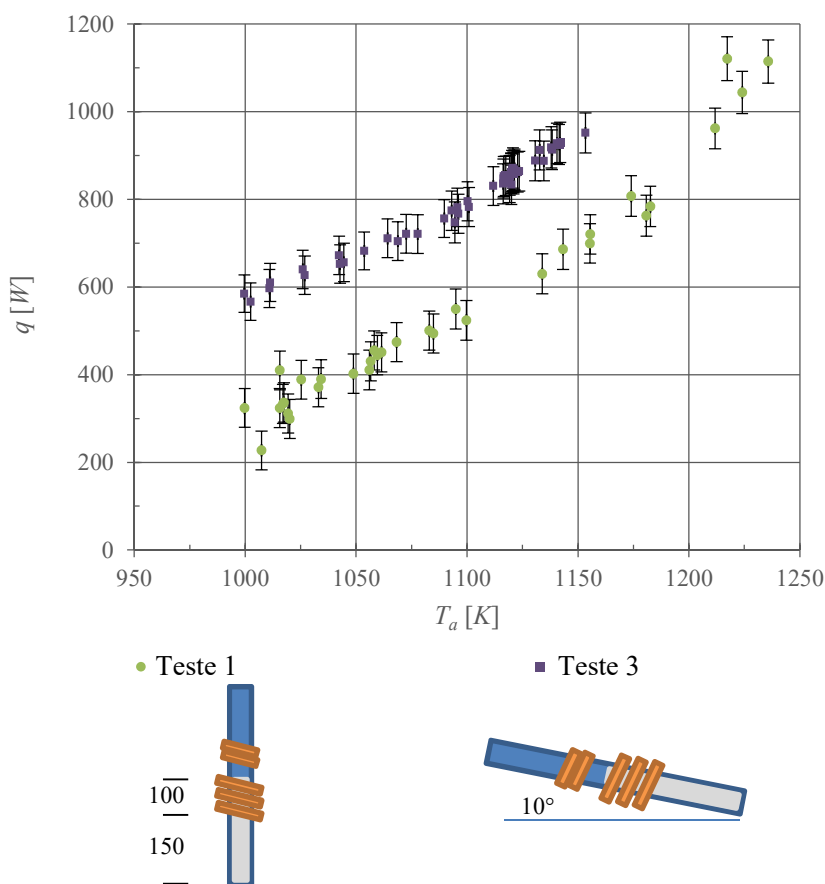


Figura 5.2 – Taxa de transferência de calor em função da temperatura. Testes 1 e 3.

As temperaturas que o termossifão inclinado atingiu foram mais elevadas (próximas a 1225 K), pois maiores fluxos de calor, dissipados no evaporador, foram empregados nos testes. Desta forma, pode-se notar que os testes sugerem que o termossifão inclinado pode transportar mais do que 1000 W de calor e que, para um determinado nível de potência, opera a níveis de temperatura inferiores do que os observados para o termossifão operando na vertical.

5.1.2 Testes 1 e 2: Estudo do Efeito da Posição do Evaporador

Como pode ser observado na Figura 5.3, os Testes 1 e 2 apresentam o evaporador nas posições 150 mm (evaporador a gás) e 70 mm (evaporador solar) a partir de sua base, respectivamente. Note-se que, a princípio (sem considerar a dilatação do sódio) o termossifão no Teste 2 opera “afogado”, ou seja, há uma coluna de fluido de trabalho acima da região de aquecimento do termossifão. Desta forma, observa-se que os termossifões trabalhando nestas condições iniciaram a transferir calor a níveis de temperaturas distintas. A temperatura mais elevada para o início de operação no termossifão afogado se deve à coluna de sódio de 80 mm acima do evaporador. Essa coluna cria uma barreira para o vapor de sódio, que precisa de uma pressão maior (que se reflete na temperatura devido ao estado de saturação do fluido) para ultrapassá-la e chegar ao condensador. Já a maior taxa de calor transportado no termossifão afogado se deve à maior disponibilidade de sódio líquido no evaporador. Porém, quando ambos termossifões operam em temperaturas de seção adiabática acima dos 1200 K, os dois testes apresentam comportamento semelhante quanto a taxa de transferência de calor e níveis de temperatura atingidos. Desta forma, nota-se que a coluna de sódio afetou negativamente apenas a temperatura de início de operação, tendo, porém, um efeito positivo na taxa de calor transportado. Por fim, as duas configurações se demonstram viáveis para transferir mais que 1000 W de calor.

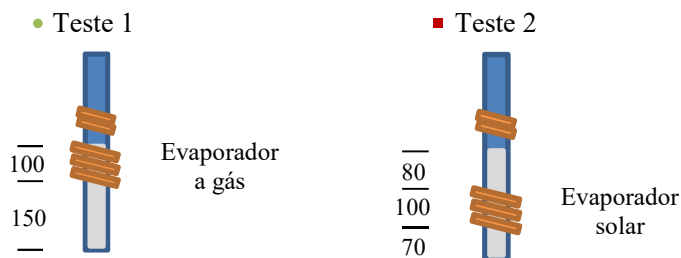
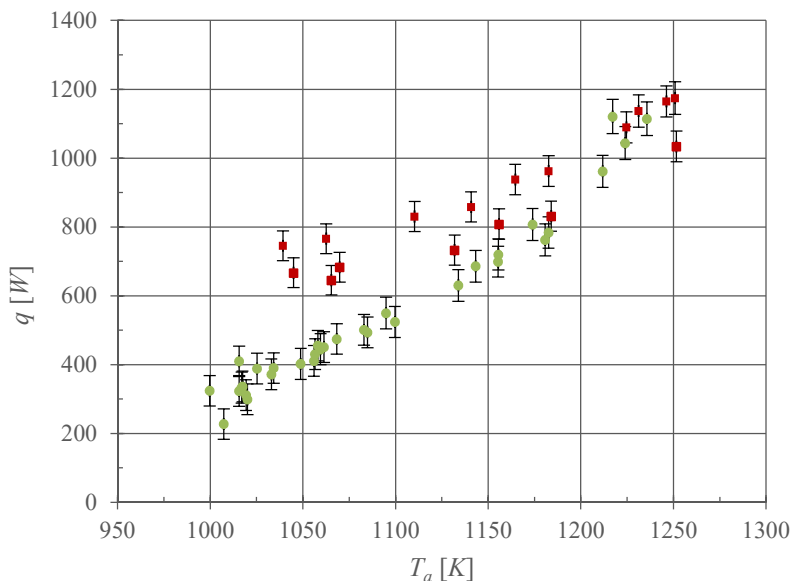


Figura 5.3 – Taxa de transferência de calor em função da temperatura. Teste 1 (evaporador a gás) e Teste 2 (evaporador solar).

5.1.3 Testes 3 a 5: Estudo do Efeito do Tipo de Condensador para Termossifões Operando Inclinado

Na Figura 5.4 são apresentados dados de um único termossifão que opera inclinado (10°) e sob a influência de três diferentes condensadores (serpentina, meia calha superior e meia calha inferior, Testes 3 a 5, respectivamente). Para temperaturas do evaporador abaixo dos 1250 K, o termossifão cujo condensador foi resfriado por serpentina demonstrou ser capaz de transportar mais calor do que foi possível com os condensadores nas outras configurações, para os mesmos níveis de temperaturas. Nesta mesma faixa de temperaturas, o comportamento térmico dos Testes 4 e 5

é praticamente indistinto. Acima dos 1250 K, o termossifão resfriado por uma meia calha instalada na superfície superior do condensador passa a transportar maior potência térmica. Este teste foi repetido e resultados um pouco diferentes foram observados. Não foi identificada uma razão para justificar esta dispersão de resultados para estas duas réplicas do Teste 4. De forma geral, os testes mostram que o termossifão é capaz de operar com qualquer uma das configurações de condensador, com destaque para o uso da serpentina nas temperaturas abaixo dos 1250 K e da meia calha superior, quando acima dos 1250 K.

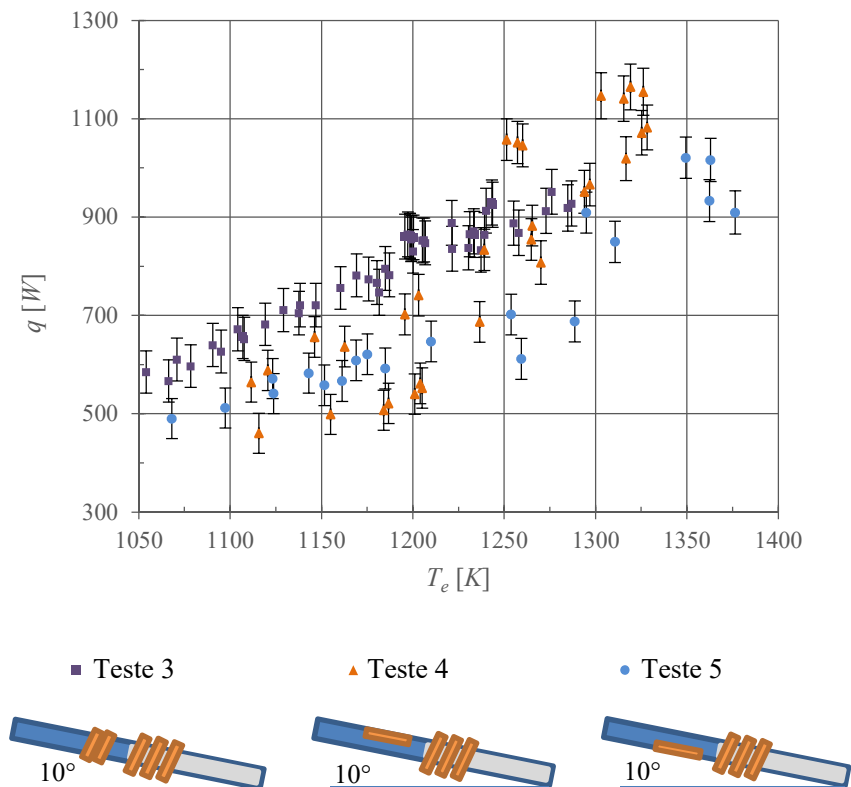


Figura 5.4 – Taxa de transferência de calor em função da temperatura. Testes 13 a 15.

5.1.4 Testes 1 e 6: Estudo do Efeito do Tipo de Condensador Operando na Vertical

Observa-se na Figura 5.5 que o tipo de condensador dos Testes 1 e 6 é diferente: serpentina e meia calha, respectivamente. Para todos os níveis de temperatura apresentados, o termossifão com condensador do tipo serpentina, foi capaz de transportar mais calor, embora a área de transferência de calor fosse a mesma. Isso demonstra que o condensador serpentina (Teste 1) é capaz de retirar mais calor do termossifão do que o condensador meia calha (Teste 6), que, apesar da elevação da temperatura até 1350 K (meia calha), o termossifão não foi capaz de transferir 1000 W de calor. Tais resultados sugerem que, caso seja necessário que o condensador esteja posicionado apenas em metade da circunferência do condensador do termossifão, este deve preferencialmente operar inclinado.

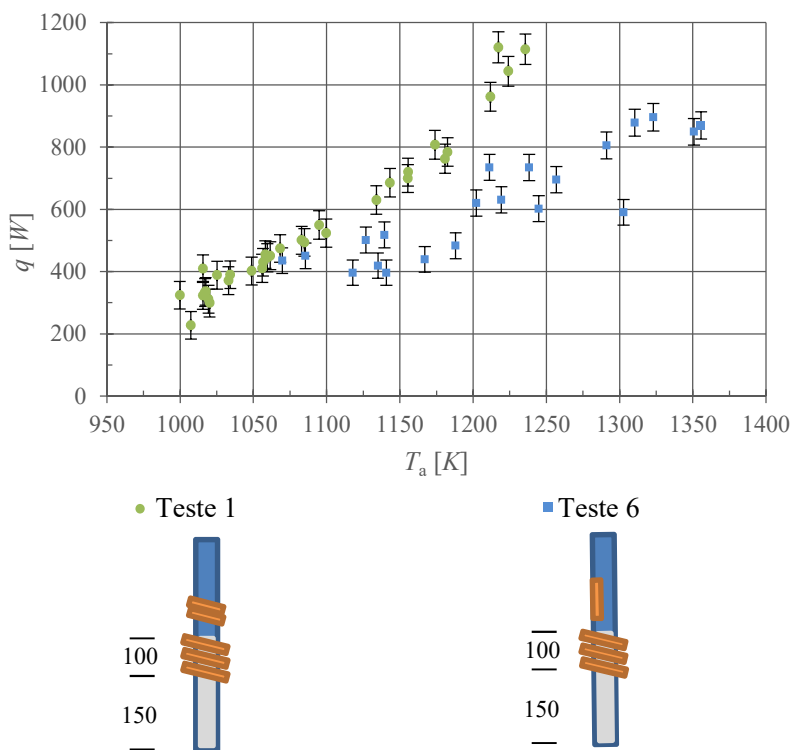


Figura 5.5– Taxa de transferência de calor em função da temperatura. Testes 1 e 6.

5.2 TESTES 7 A 13: EFEITO DA RAZÃO DE ENCHIMENTO

Sete testes foram realizados com o propósito de identificar a razão de enchimento mais apropriada para o carregamento dos termossifões do protótipo. Os termossifões utilizados nos Testes 7 e 8 têm o mesmo diâmetro que os termossifões utilizados no protótipo (diâmetro interno de 18 mm) e comprimento semelhante. Os termossifões empregados nos Testes 9 a 13 têm um diâmetro menor (diâmetro interno de 16 mm).

Gráficos da potência transferida pelo termossifão em função da temperatura do evaporador ou da seção adiabática, dependendo da disponibilidade dos dados, serão utilizados nesta análise. Para a análise dos resultados dos Testes 7 e 8, também serão utilizados gráficos envolvendo a temperatura da parede externa dos termossifões.

5.2.1 Testes 7 e 8

Os termossifões utilizados nos Testes 7 e 8 possuíam o mesmo diâmetro interno, a mesma vazão de água através do condensador e mesmos comprimentos do evaporador e condensador. As principais diferenças nas condições de testes estavam na razão de enchimento (volume de sódio utilizado) e comprimento da região acima do condensador, denominada de região de ponta fria. Termopares mediram a temperatura do evaporador em seis pontos na configuração do Teste 7 e em cinco pontos na do Teste 8. A média das temperaturas de todos os termopares do evaporador foi utilizada para gerar os gráficos apresentados nesta seção.

Verifica-se na Figura 5.6 que o comportamento dos termossifões é muito semelhante na faixa de temperatura que vai de 500 a 850 °C, não sendo possível distinguir qual dos dois apresenta melhores resultados. Já acima da temperatura de 850 °C no evaporador, o termossifão operando com razão de enchimento de 80% demonstra ser capaz de transportar mais calor. Figura 5.7 apresenta a distribuição de temperaturas ao longo da parede do termossifão do Teste 7 (100% de razão de enchimento) e pode ser comparada a distribuição do Teste 8 (80% de razão de enchimento) apresentado na Figura 5.8. Verifica-se, através dos resultados apresentados nas duas figuras que, quando o termossifão opera em máxima potência do indutor, a diferença de temperatura entre o evaporador e condensador é menor no teste com razão de enchimento 80%, demonstrando que este operou melhor do que o termossifão do teste com razão de enchimento 100%.

Esses resultados levam a crer que termossifões de sódio com 80% de razão de enchimento, nestas configurações, operam melhor do que os

com 100%. Entretanto, tal afirmação não pode ser validada apenas através destes testes, uma vez que o conjunto de dados experimentais do teste com 80% em potência máxima é sete vezes maior que o conjunto de dados do teste com 100% em potência máxima. Note-se que, também, os incrementos de potência foram diferentes em ambos os testes.

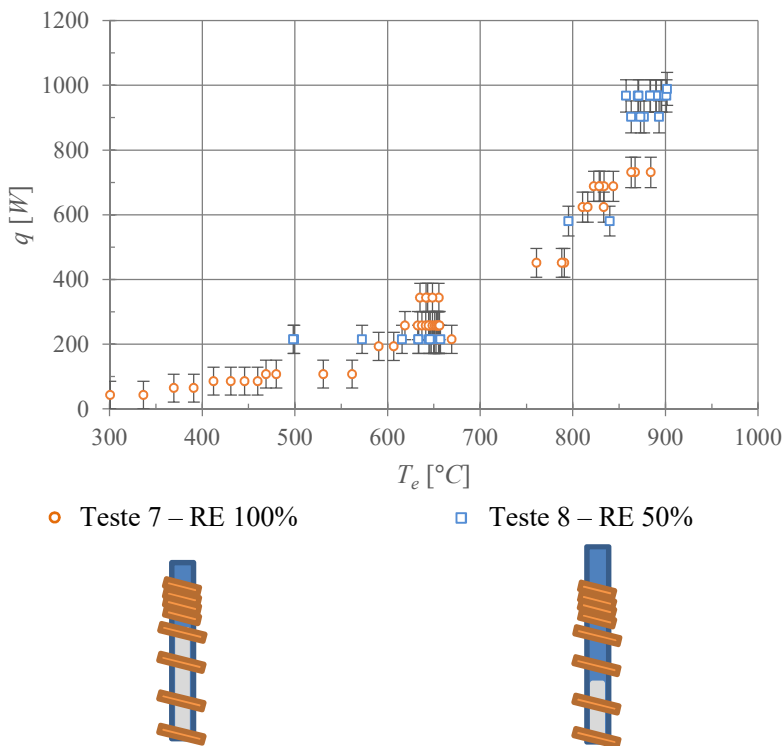


Figura 5.6 – Taxa de transferência de calor em função da temperatura. Testes 7 e 8.

Um efeito inesperado foi verificado no Teste 8. Aos 28 minutos de teste (ver Figura 5.8), por um incidente (o controlador de tempo do equipamento determinou o fim de experimento, que não foi reiniciado imediatamente pelo operador), o sistema de aquecimento por indução desligou-se. Aos 29 minutos o sistema de aquecimento foi religado e verificou-se uma redução do gradiente de temperatura entre evaporador e condensador, bem como uma elevação da temperatura de operação do sistema.

Acredita-se que este efeito esteja relacionado com o *startup* do termossifão e seu processo de ebulição, e que se o aquecimento não tivesse sido interrompido, o termossifão iria atingir os níveis de temperatura observados após o reinício do aquecimento em um período de tempo muito maior. Investigações futuras devem ser realizadas para entender o que aconteceu e verificar os processos da relação do religar com o *startup* do sistema.

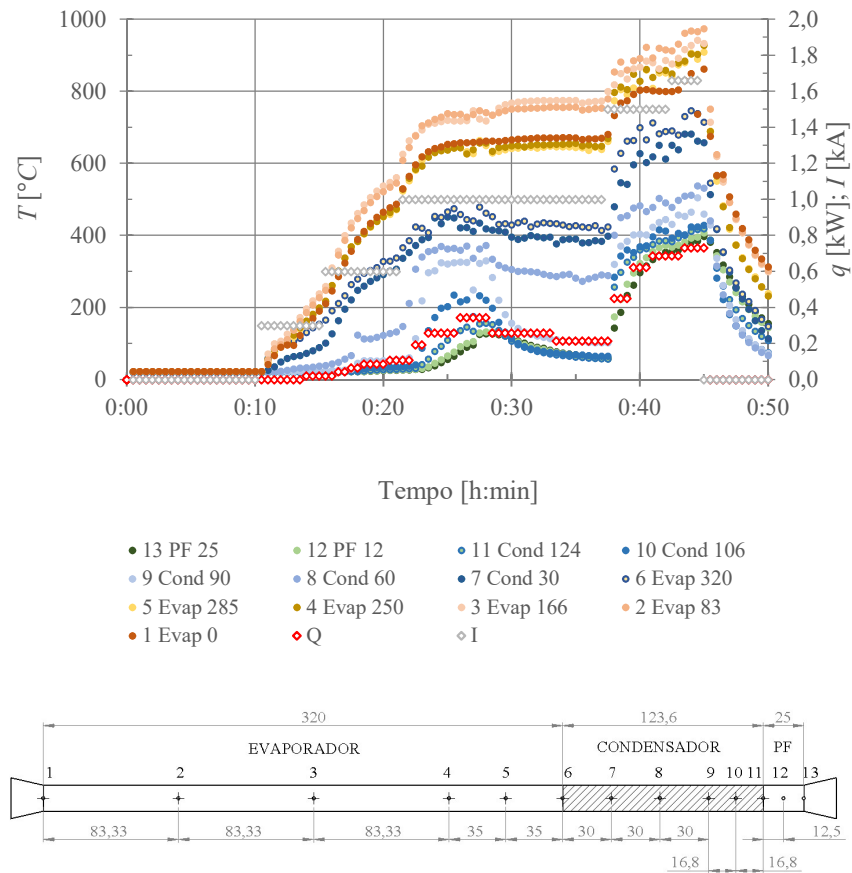


Figura 5.7 – Temperatura da parede externa do termossifão, corrente no indutor e taxa de transferência de calor em função do tempo para Teste 7 (100% de razão de enchimento).

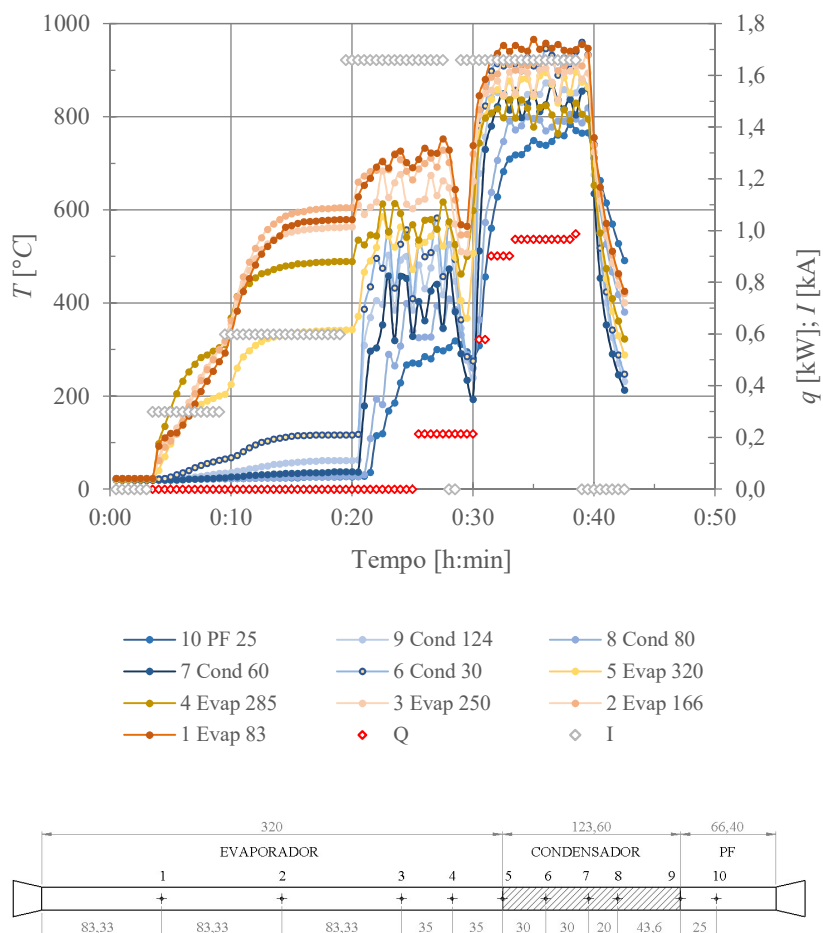


Figura 5.8 – Temperatura da parede externa do termossifão, corrente no indutor e taxa de transferência de calor em função do tempo para Teste 8 (80% de razão de enchimento) .

5.2.2 Testes 9 a 11

Testes 9 a 11 foram realizados em três termossifões distintos que possuíam mesmos: diâmetro interno (16 mm), padrões de aquecimento, vazões de água pelo condensador, comprimentos do evaporador e condensador e comprimentos da região acima do condensador. A principal diferença entre eles estava na razão de enchimento (40, 80 e 100% para

Testes 9 a 11 respectivamente). Cinco termopares foram posicionados a cada 20 mm ao longo dos evaporadores, todos de 100 mm. A média dos cinco termopares foi utilizada como temperatura dos termossifões nos gráficos desta seção. O principal objetivo deste conjunto de testes foi o de validar a hipótese de que a razão de enchimento de 80% é melhor do que a razão de enchimento de 100%.

A Figura 5.9 apresenta a taxa de transferência de calor em função da temperatura do evaporador para os Testes 10 e 11. Fica evidente que a razão de enchimento de 80% transfere mais calor do que a razão de enchimento de 100% quando o termossifão opera nas mesmas condições. Já a razão de enchimento de 40% apresentou resultados inconclusivos, uma vez que a parede do termossifão se fundiu e rompeu-se durante os instantes iniciais do teste. Tal falha só foi observada após o encerramento do teste e retirada do termossifão. Acredita-se que a falha tenha ocorrido devido à alta taxa de aquecimento fornecida pelo indutor, mesmo quando este operava em potência mínima. Note-se que, devido a razão de enchimento de 40% adotada, a altura da coluna de sódio à temperatura ambiente era de apenas 40 mm, de modo que a coluna de sódio no início de operação ficava localizada abaixo do ponto em que o tubo se rompeu. Acredita-se que houve superaquecimento da parede do tubo na região acima da coluna de sódio, durante o início de operação, uma vez que não havia sódio para se fundir e com isso retirar da parede do tubo o calor fornecido pelo indutor. A Figura 5.10 mostra o termossifão E (Teste 9) após a sua falha.

A característica de aquecimento dos indutores disponíveis (altos fluxos de calor) impede que se faça um aquecimento lento durante os instantes iniciais de operação, o que dificulta o estudo do processo de mudança de fase sólida para líquida, que ocorre nos primeiros instantes do aquecimento.

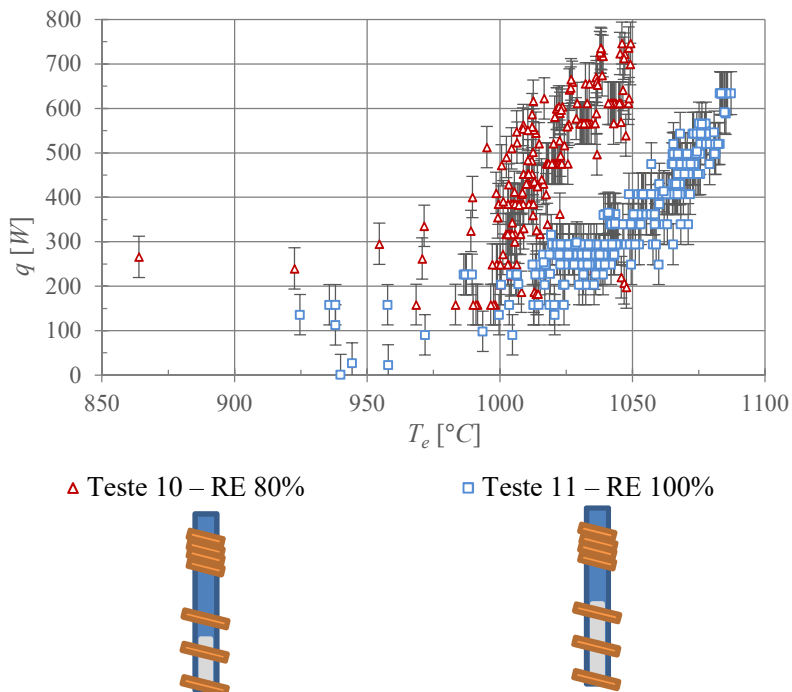


Figura 5.9 – Taxa de transferência de calor em função da temperatura, para Testes 10 e 11.



Figura 5.10 – Termossifão com furos após realização do teste 9 (razão de enchimento de 40%). a) Lado a. Altura do furo destacado em vermelho é de aproximadamente 65 mm em relação ao início do evaporador e a coluna de sódio dentro do evaporador era de 40 mm. b) Lado b. Apresenta furo longitudinal proveniente do aquecimento após falha inicial do tubo.

5.2.3 Testes 12 e 13

Testes 12 e 13 foram realizados em dois termossifões distintos (termossifões B e C, respectivamente) que possuíam mesmos: diâmetros internos (16 mm), vazões de água de refrigeração pelos condensadores, comprimentos dos evaporadores, comprimentos das seções adiabáticas, comprimentos dos condensadores e comprimentos de regiões após os condensadores. A única diferença nas configurações dos testes estava nas razões de enchimento de 100% e 50%, para os Testes 12 e 13, respectivamente. Em cada termossifão, um termopar foi posicionado na seção adiabática a 40 mm do final do evaporador, e as temperaturas medidas por estes sensores foram as utilizadas na confecção dos gráficos desta seção.

A Figura 5.11 apresenta a taxa de transferência de calor em função da temperatura da seção adiabática. Fica evidente que o termossifão do Teste 12, com razão de enchimento de 100%, transfere mais calor do que o termossifão do Teste 13, com razão de enchimento de 50%, sugerindo que 100% é uma melhor razão de enchimento do que a de 50%. Todavia, verificou-se, em testes anteriores, que a razão de enchimento de 80% era melhor que a de 100%, e, portanto, esperava-se que o termossifão com razão de enchimento de 50% se comportaria melhor do que observado.

Dentre todos os testes realizados, o termossifão do Teste 12 (Termossifão B) foi o que apresentou as maiores taxas de transferência de calor em função da temperatura, para todos os níveis de temperatura testados. Acredita-se que esse melhor desempenho não se deve à razão de enchimento, mas sim a um melhor controle na fabricação deste termossifão. Apesar de buscar-se impedir a entrada de gases não condensáveis dentro dos termossifões durante o processo de corte e soldagem, os gradientes de temperatura observados na maioria dos testes mostram que deve haver a entrada de um pequeno volume de ar durante a fabricação.

Esse resultado não invalida as observações feitas nos demais testes, uma vez que o objetivo é estudar a taxa de transferência de calor dos termossifões construídos a partir do processo de fabricação descrito no Capítulo 3. O resultado do Teste 12 mostra que há oportunidades de melhorias no processo de fabricação dos termossifões.

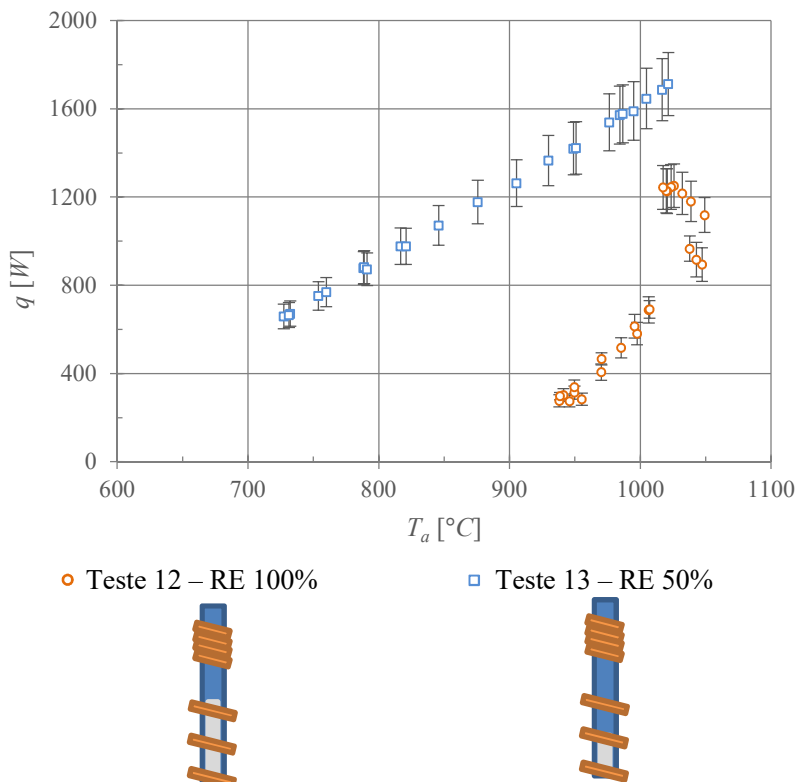


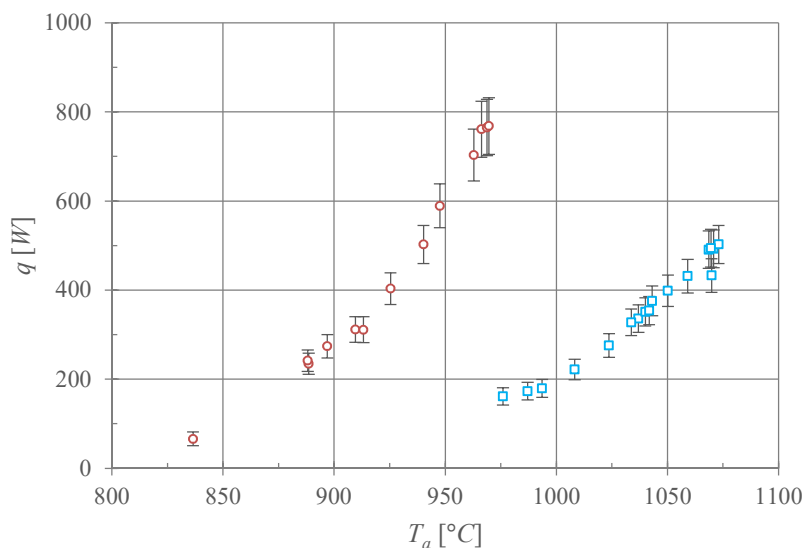
Figura 5.11 – Taxa de transferência de calor em função da temperatura. Testes 12 e 13.

5.3 TESTES 13 A 16: EFEITO DO COMPRIMENTO DA SEÇÃO ADIABÁTICA

Os Testes 14 e 15 foram realizados em um único termossifão (Termossifão A), porém com a fonte de calor deslocada visando simular dois comprimentos da seção adiabática: 160 mm (Grande - G) e 80 mm (Pequena - P). Já os Testes 13 e 16 foram realizados nos termossifões C e D, respectivamente. Termopares foram posicionados aproximadamente no centro da seção adiabática em cada configuração de teste e estas temperaturas foram utilizadas na confecção dos gráficos aqui apresentados.

A Figura 5.12 apresenta o resultado dos testes realizados no termossifão A com a seção adiabática grande e pequena, mostrando que a taxa de transferência de calor é muito sensível ao comprimento da seção

adiabática: o termossifão com menor seção adiabática foi capaz de transportar uma taxa de calor expressivamente maior do que aquele com maior comprimento da seção adiabática, para um mesmo nível de temperatura. Tal resultado tem explicação física: ao percorrer a seção adiabática, o termossifão não perde energia na forma de calor, mas sim por atrito com as paredes. Quanto menor o caminho a percorrer pela seção adiabática, menor será a perda de energia por atrito.



○ Teste 14 – Grande

□ Teste 15 – Pequena

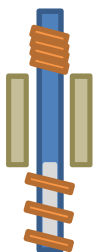
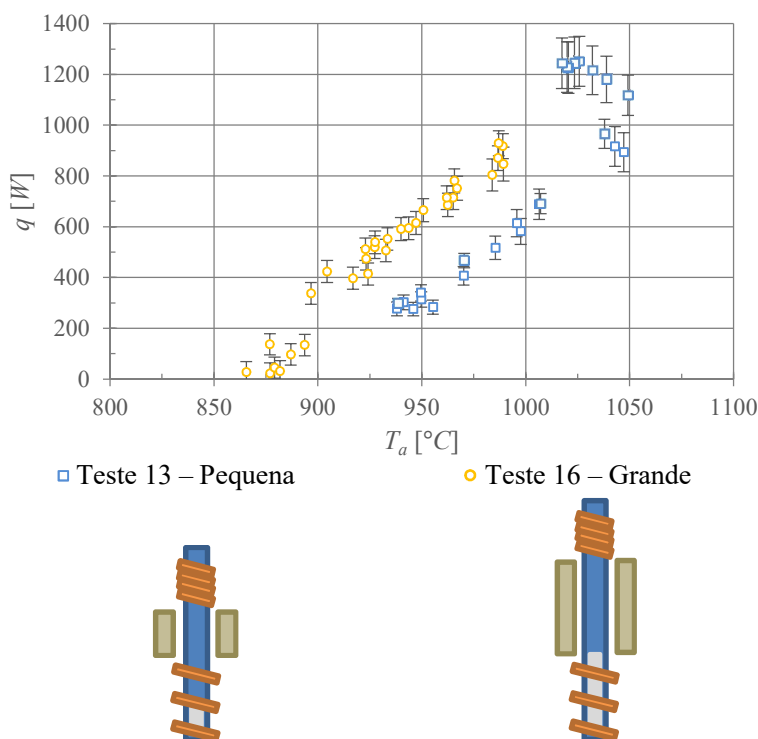


Figura 5.12– Taxa de transferência de calor em função da temperatura. Testes 14 e 15.

Já a Figura 5.13 apresenta resultado contraditório com a afirmação feita no parágrafo anterior. Os resultados dos Testes 13 e 16, provenientes de dois termossifões distintos, mostram que ao se diminuir a seção adiabática do termossifão, se diminui o calor transferido pelo mesmo. Acredita-se que tal comportamento possa ser atribuído à presença de gases não condensáveis e não ao efeito do comprimento da seção adiabática. Tal explicação baseia-se na hipótese de que há falha no processo de fabricação dos termossifões, onde, durante a etapa de corte e soldagem, quantidades não controladas de gases não condensáveis entram no termossifão, afetando o funcionamento do mesmo. Sendo assim, o comportamento dos resultados apresentados na Figura 5.13 podem ser explicados pela presença de gases não condensáveis em maior quantidade no termossifão com seção adiabática menor (Teste 13), enquanto menores quantidades de gases não condensáveis estariam presentes no termossifão com seção adiabática maior (Teste 16).



5.4 TESTES 17 (COMPARADO COM TESTE 8) E 18 (COMPARADO COM 11^{3a}): ESTUDOS DOS PERFIS DE TEMPERATURA

O Teste 17 foi realizado no termossifão H com um indutor de 100 mm posicionado a 150 mm da base do termossifão e com um condensador de 260 mm, que transfere calor para o ambiente por radiação e convecção natural. O aquecimento foi realizado em diferentes patamares de correntes no indutor e a Figura 5.14 apresenta três desses patamares. Fica evidente a presença de um elevado gradiente de temperaturas ao longo do condensador. Gradientes de temperaturas são comumente atribuídos a dois fatores não mutuamente excludentes: falta de vapor a ser condensado no condensador e presença de gases não condensáveis, que se acumulam na ponta do condensador. Tournier e El-Genk (2003) observaram grandes gradientes de temperatura durante o *startup* de termossifões carregados com sódio, fluido de trabalho que se apresenta no estado sólido à temperatura ambiente. No processo de *startup*, pode haver a presença concomitante de sódio nos estados sólido, líquido e gasoso, gerando assim, grandes variações de temperatura. Acredita-se que, quando o termossifão opera em altas temperaturas, a transferência de calor por radiação e convecção é bastante eficiente, de forma que o condensador do termossifão possa rejeitar grandes quantidades de calor, especialmente nas regiões do condensador que estão mais próximas ao evaporador, com grande capacidade de condensação de sódio nesta região, de modo que o vapor de sódio presente no tubo diminui sua pressão ao longo do condensador, não sendo capaz de atingir a extremidade do condensador. Esse fenômeno não é observado em termossifões carregados com outros fluidos de trabalho como: álcool, água, naftaleno, etc, uma vez que suas temperaturas de operação não são muito altas de forma que a transferência de calor por radiação não é muito significativa.

O termossifão H também foi utilizado durante o Teste 8, onde um indutor de 320 mm foi empregado e o calor foi rejeitado para um condensador do tipo serpentina, que ocupou um comprimento de aproximadamente 124 mm do termossifão. A Figura 5.15 apresenta os perfis de temperaturas ao longo do comprimento do termossifão, para dois níveis de potências térmicas. Para uma taxa de 215 W, observa-se um gradiente de temperatura da ordem de 400 °C ao longo do termossifão, o qual se reduz para cerca de 200 °C, quando a potência transportada é de 903 W.

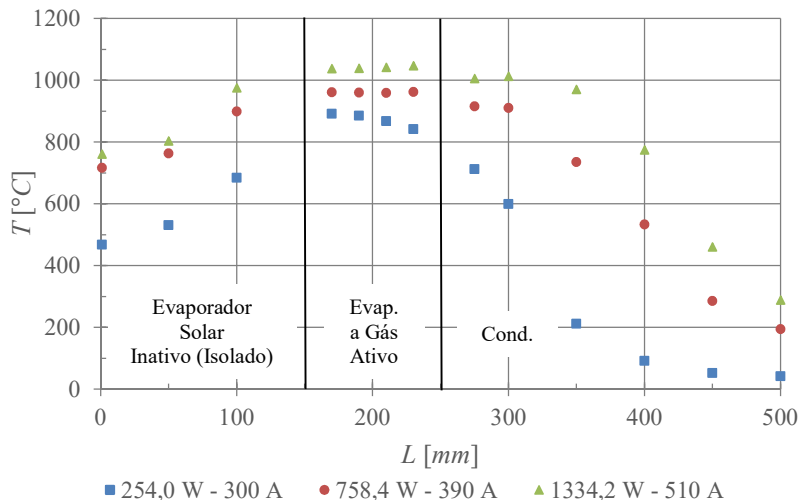


Figura 5.14– Teste 17. Termossifão H trocando calor com o ambiente. Temperatura em função da posição do termopar para três patamares de corrente no indutor.

Conforme discutido na seção 5.2.1, o sistema de aquecimento do evaporador permaneceu desligado por um período de cerca de um minuto, entre os tempos 28'00'' e 29'00'', e em seguida foi religado. Acredita-se que o perfil de temperatura foi afetado pelo religar do sistema de aquecimento, reduzindo o tempo de *startup* do termossifão. A análise desse efeito sugere que o tempo para *startup* de um termossifão de sódio pode ser reduzido se o fornecimento de calor no evaporador for interrompido por um curto espaço de tempo após o sistema já estar aquecido. Na Figura 5.15, são apresentados os dados coletados instantes antes do desligamento (potência de 215 W, tempo 27'30'' da Figura 5.8) e instantes após o sistema ter sido religado (potência de 903 W, tempo 33'00'' da Figura 5.8). Verificou-se que, após religar o sistema de aquecimento, o perfil de temperaturas melhorou consideravelmente. Caso a hipótese seja verdadeira, o mesmo efeito poderá ser provocado na aplicação real (sistema híbrido de geração de energia elétrica), bloqueando-se a entrada da radiação solar no receptor por um curto período de tempo, ou mesmo interrompendo o fornecimento de gases de combustão, por um curto período de tempo.

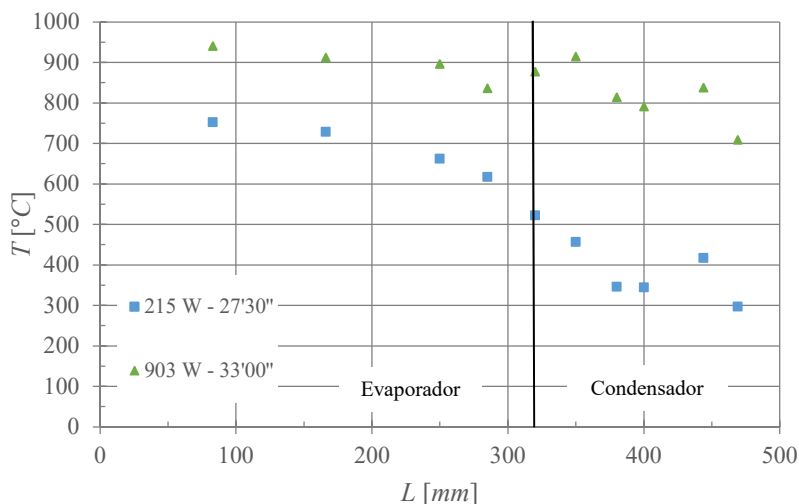


Figura 5.15 – Teste 8. Termossifão H trocando calor com serpentina no condensador. Temperatura em função da posição do termopar. Corrente do indutor de 1660 A.

A Figura 5.16 apresenta a temperatura da parede externa do termossifão G em função da posição dos termopares. Neste teste, foi utilizado um indutor de 100 mm, sendo que os 145 mm restantes foram utilizados como condensador com rejeição de calor para o ambiente por radiação e convecção. A Figura 5.17 mostra os resultados para o Teste 11, 3ª réplica, realizado com o mesmo termossifão e mesmo indutor, mas com uma sessão adiabática de 85 mm e um condensador em serpentina de 35 mm. Os dados apresentados nas duas figuras são referentes aos mesmos patamares de corrente no indutor e, independentemente do tipo de condensador, verificou-se um gradiente de temperatura acima de 500 °C entre o evaporador e condensador.

Nota-se que os perfis de temperatura do condensador encontrados nos Testes 17 e 18 assemelham-se ao perfil de temperatura observado em aletas de áreas de seção transversal constantes. Tal observação inspirou a proposta de um modelo matemático do perfil de temperatura dos condensadores de termossifões de alta temperatura, baseado no comportamento térmico de aletas.

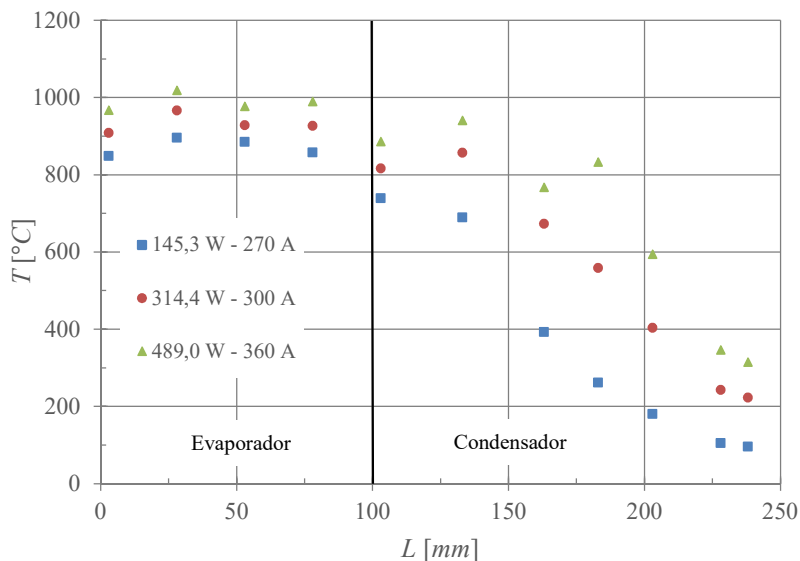


Figura 5.16 – Temperatura em função da posição do termopar. Teste 18. Termossifão G trocando calor com o ambiente por radiação e convecção.

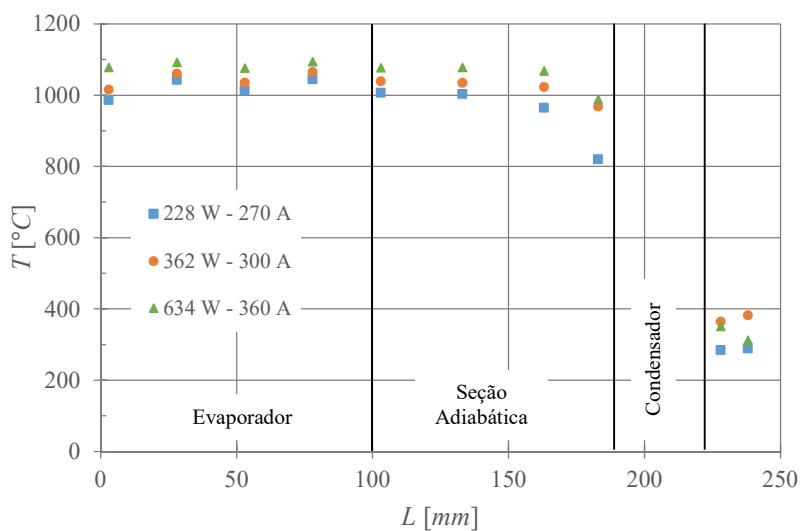


Figura 5.17– Temperatura em função da posição do termopar. Teste 11, 3ª réplica. Termossifão G trocando calor com serpentina no condensador.

5.5 RESUMO DOS RESULTADOS

Após a análise dos resultados obtidos, e a partir das discussões expostas, apresenta-se aqui um resumo dos resultados obtidos que servirão de recomendações para a fabricação dos termossifões de sódio do sistema híbrido de geração de energia elétrica:

- Os termossifões operam melhor inclinados do que na vertical.
- Quanto menor o comprimento da seção adiabática, maior será a taxa de transferência de calor para mesmos níveis de temperatura.
- Termossifões com razão de enchimento de 80% transferem mais calor do que os que apresentam razão de enchimento de 100%.
- Os termossifões de sódio operam satisfatoriamente com dois evaporadores, que podem operar simultaneamente ou separadamente.

6 MODELAGEM MATEMÁTICA DO PERFIL DE TEMPERATURAS DO CONDENSADOR

Os perfis de temperatura observados no condensador durante o tratamento dos dados obtidos a partir dos testes experimentais motivaram a modelagem da distribuição de temperaturas no condensador, com o parâmetro definido como “condutividade térmica efetiva”, a ser ajustado. Os trabalhos de Edwards e Marcus, 1972; Sun e Tien, 1975; e Bobco, 1987, sugerem que tal abordagem é possível, entretanto nenhum dos autores propôs tal modelo.

6.1 MODELO DE ALETA COM CONDUTIVIDADE TÉRMICA EFETIVA PARA UM VOLUME DE CONTROLE DO CONDENSADOR

Aletas são superfícies estendidas, normalmente utilizadas para aumentar a troca de calor de um sólido com o ambiente, seja por convecção (aletas convectivas) ou por radiação (aletas radiantes). O modelo de transferência de calor através de uma aleta pode ser desenvolvido a partir do balanço de energia em um volume de controle diferencial da aleta, de comprimento dx , cuja superfície externa troca calor com o ambiente através de um coeficiente de transferência de calor, geralmente convectivo (Figura 6.1).

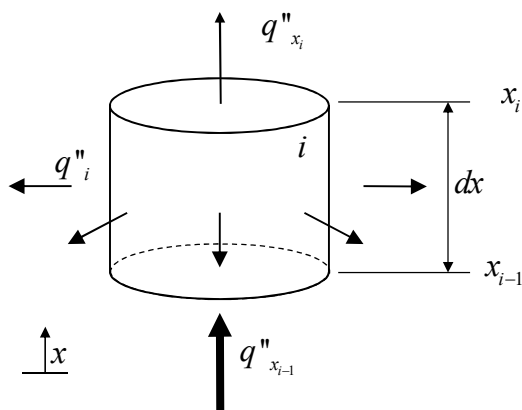


Figura 6.1 Volume de controle com área transversal constante.

Assume-se, neste trabalho, que o condensador do termossifão pode ser dividido em elementos, os quais se comportam como um sólido maciço com condutividade térmica efetiva constante, função da temperatura

do elemento infinitesimal. Considera-se, ainda, que o condensador se comporta como uma aleta.

Como os termossifões de sódio operam em temperaturas elevadas (acima dos 600 °C), o efeito da radiação não é desprezível e deve ser levado em consideração na transferência de calor. A fim de facilitar o modelo, define-se um coeficiente de transferência de calor equivalente que contempla os efeitos da radiação e convecção como

$$h_{eq,i} = h_{r,i} + h_c \quad (6.1)$$

onde

$$h_{r,i} = \sigma_r \varepsilon_i (T_i^2 + T_\infty^2)(T_i + T_\infty) \quad (6.2)$$

e h é calculado através da correlação de convecção natural para cilindro vertical apresentada na seção 4.2 (NELLIS E KLEIN, 2008, p. 758-760). Sendo assim, todo o calor retirado do volume de controle i pode ser calculado por

$$q_i = h_{eq,i} A_i (T_i - T_\infty). \quad (6.3)$$

Prezando pela clareza do modelo, será desenvolvido o balanço de energia do volume de controle unidimensional apresentado na Figura 6.1, considerando regime permanente. Como calor não é gerado no condensador, despreza-se o termo de geração em um balanço de energia (primeira lei da termodinâmica) deste volume de controle diferencial, portanto

$$q_{ent} - q_{sai} + \cancel{q_g} = 0. \quad (6.4)$$

Como assumiu-se que cada elemento do condensador se comporta como um sólido maciço com condutividade térmica efetiva constante, pode-se aplicar a Lei de Fourier para a transferência de calor no sentido axial. Assumindo-se que calor é rejeitado pela lateral (direção radial) por convecção e radiação, pode-se adotar um coeficiente de transferência de calor equivalente (conforme definido na Equação 6.1). Assim têm-se

$$\begin{aligned}
q''_{x_{i-1}} \frac{\pi d_o^2}{4} - \left[\left(q''_{x_{i-1}} + \frac{d}{dx} q''_{x_{i-1}} dx \right) \frac{\pi d_o^2}{4} + q''_i \pi d_o \cdot dx \right] &= 0 \\
-\frac{d}{dx} \left(-k_{ef} \frac{dT}{dx} \right) \frac{\pi d_o^2}{4} dx - [h_{eq,i} (T - T_\infty)] \pi d_o \cdot dx &= 0 \\
k_{ef} \frac{d^2 T}{dx^2} \frac{\pi d_o^2}{4} dx - h_{eq,i} \pi d_o (T - T_\infty) dx &= 0 \\
\frac{d^2 T}{dx^2} - \frac{4h_{eq,i}}{k_{ef} d_o} (T - T_\infty) &= 0
\end{aligned} \tag{6.5}$$

Por simplicidade, é conveniente que seja feita uma substituição de variáveis, onde:

$$\theta \equiv T - T_\infty \tag{6.6}$$

e Equação 6.5 pode ser reescrita como

$$\frac{d^2 \theta}{dx^2} - m_i^2 \theta = 0, \tag{6.7}$$

onde:

$$m_i^2 \equiv \frac{4h_{eq,i}}{k_{ef,i} d_o}. \tag{6.8}$$

A Equação 6.7 é uma equação diferencial ordinária de segunda ordem, homogênea, com coeficientes constantes, cuja solução, bastante conhecida na literatura (INCROPERA e DEWITT, 1998), é dada por:

$$\theta = \mathbb{C}_{1,i} \cosh(m_i x) + \mathbb{C}_{2,i} \sinh(m_i x), \tag{6.9}$$

onde as constantes $\mathbb{C}_{1,i}$ e $\mathbb{C}_{2,i}$ serão obtidas a partir de condições de contorno estabelecidas para o problema.

Adotaram-se como condições de contorno: temperatura prescrita na parte superior do volume de controle ($x=x_i$) e fluxo prescrito na parte inferior do volume de controle ($x=x_{i-1}$), ou seja, para o elemento i :

$$\begin{cases} \theta = \theta_i & , \quad x = x_i = \Delta x_i \\ d\theta/dx|_{x=0} = -q''_i/k_{ef,i} & , \quad x = x_{i-1} = 0 \end{cases}, \quad (6.10)$$

resultando nas seguintes expressões para as constantes:

$$\mathbb{C}_{1,i} = \frac{\theta_i + \frac{q''_i}{k_{ef,i} m_i} \sinh(m_i \Delta x_i)}{\cosh(m_i \Delta x_i)}, \quad (6.11)$$

e

$$\mathbb{C}_{2,i} = -\frac{q''_i}{k_{ef,i} m_i}. \quad (6.12)$$

Verifica-se que as constantes obtidas com as condições de contorno da Equação 6.10 são funções, direta ou indiretamente, de seis parâmetros: temperatura prescrita na parte superior do volume de controle (θ_i), fluxo prescrita na parte inferior do volume de controle (q''_i), altura do volume de controle (Δx_i), diâmetro externo do condensador do termossifão (d_o), coeficiente de transferência de calor equivalente ($h_{eq,i}$) e condutividade térmica efetiva ($k_{ef,i}$), que será definida na seção 6.2.

Com exceção da $k_{ef,i}$, os demais cinco parâmetros podem ser facilmente obtidas a partir dos dados experimentais. A temperatura da parte superior do volume de controle é igual à temperatura medida pelos termopares soldados na parede externa do condensador. O fluxo prescrita pode ser calculado a partir da taxa de transferência de calor para o ambiente de cada volume de controle (conforme calculada na seção 4.2). A altura do volume de controle é definida pela distância entre dois termopares consecutivos, que estão soldados na parede externa do condensador. O diâmetro externo do condensador do termossifão pode ser medido com o auxílio de um paquímetro. O coeficiente de transferência de calor equivalente é calculado pela Equação 6.1 e é função apenas da temperatura da parte superior do volume de controle, que é igual à temperatura medida pelos termopares soldados na parede externa do condensador.

6.2 CONDUTIVIDADE TÉRMICA EFETIVA DO VOLUME DE CONTROLE DO CONDENSADOR

Sabe-se que a condutividade térmica de materiais sólidos é uma propriedade do material e pode ser dependente da temperatura. Têm-se como exemplo o cobre no estado sólido, que apresenta condutividade térmica igual a 396,5 W/mK à 25 °C e 336,1 W/mK à 1000 °C (TOULOUKIAN et al, 1970).

Para se aplicar o modelo desenvolvido na seção 6.1 no cálculo do perfil de temperaturas do condensador de termossifões, é necessário definir o valor da condutividade térmica efetiva do volume de controle do condensador do termossifão. No presente trabalho, propõe-se que a condutividade térmica efetiva seja definida em função da temperatura externa da parede do condensador, que é igual à temperatura da parte superior do volume de controle diferencial, uma vez que este volume é unidimensional.

A Figura 6.2.a apresenta um diagrama dos condensadores de dois termossifões testados em que o calor foi rejeitado para o ambiente por convecção natural e radiação (Teste 17 e Teste 18). Nos dois testes foram medidas seis temperaturas do condensador e uma temperatura da interface entre o condensador e o evaporador. Ao se definir a altura do volume de controle como sendo a distância entre dois termopares consecutivos, têm-se os seis volumes de controle i , apresentados na Figura 6.2, com suas respectivas alturas Δx_i . A taxa de transferência de calor total, q_{tot} , foi obtida a partir da Equação 4.2, onde cada parcela do somatório é igual à taxa de transferência de calor q_i de cada volume de controle. O fluxo de calor na base de cada volume de controle é calculado por

$$q_i'' = \frac{q_{tot} - \sum_{j=1}^{i-1} q_j}{\pi d_o / 4} \quad , \quad q_0 = 0 . \quad (6.13)$$

O diâmetro externo dos termossifões dos Testes 17 e 18 são respectivamente 21,34 mm e 18 mm e o coeficiente de transferência de calor equivalente para cada volume de controle i é calculado através da Equação 6.1.

Com as informações dos Testes 17 e 18, têm-se os dados experimentais necessários para definir todas os parâmetros necessários para o cálculo das constantes $\mathbb{C}_{1,i}$ e $\mathbb{C}_{2,i}$, conforme discutido na seção 6.1, com

exceção de $k_{ef,i}$ que é obtido para cada volume de controle através da igualdade

$$\theta_{i, \text{Equação 6.9}}(0) = (T_{i-1} - T_{\infty})_{\text{experimental}}, \quad i = 1, 2, 3, 4, 5, 6. \quad (6.14)$$

Assim, o valor da condutividade térmica efetiva que resulta na igualdade das temperaturas obtidas a partir do modelo e medidas experimentalmente é definido como a condutividade térmica efetiva do volume de controle do condensador do termossifão de sódio em função da temperatura da parte superior do volume de controle.

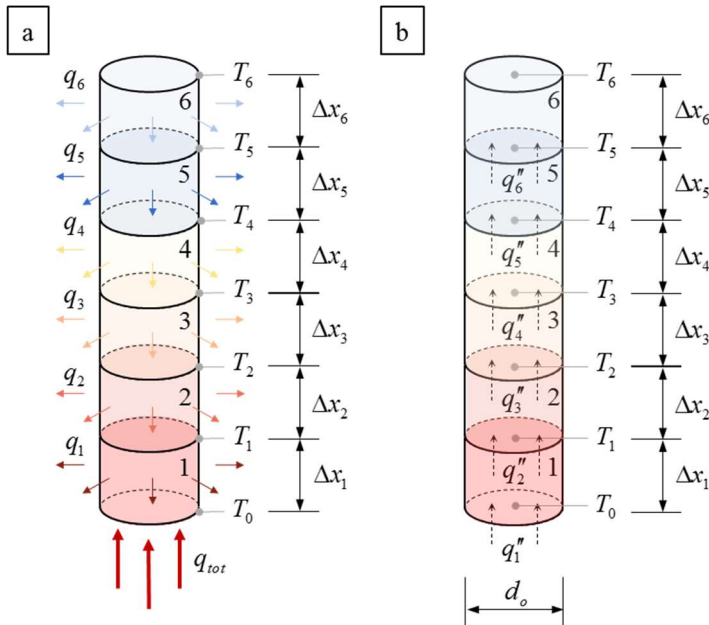


Figura 6.2 – Condensador dos Testes 17 e 18 divididos em seis volumes de controle para determinar o valor da condutividade térmica efetiva. a) Dados experimentais disponíveis. b) Dados experimentais transformados em dados de entrada para o modelo da seção 6.1 (Equação 6.9).

Os valores de $k_{ef,i}$, tanto para o Teste 17 quanto para o 18, foram determinados utilizando temperaturas medidas nas condições de baixa, média e alta taxa de transferência de calor (ver Figura 6.3 e Figura 6.4).

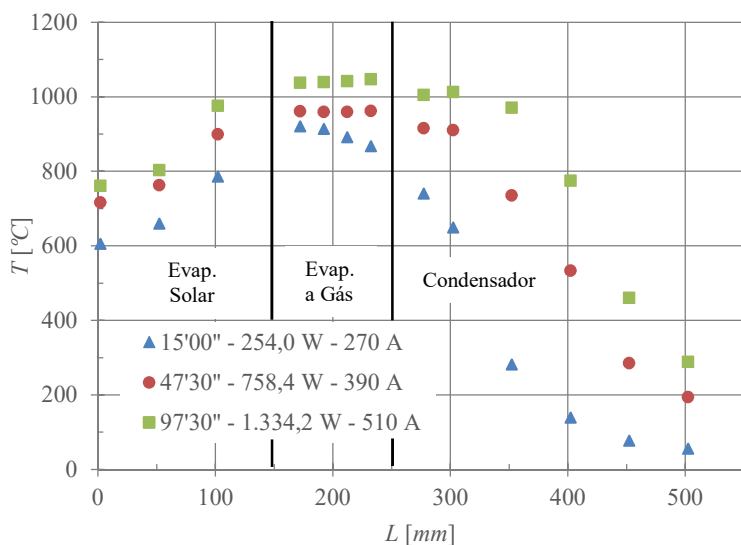


Figura 6.3 – Curvas Temperatura vs Comprimento do termossifão para o Teste 17. Perfis de temperaturas para baixa, média e alta taxa de transferência de calor utilizadas para o cálculo do k_{ef} .

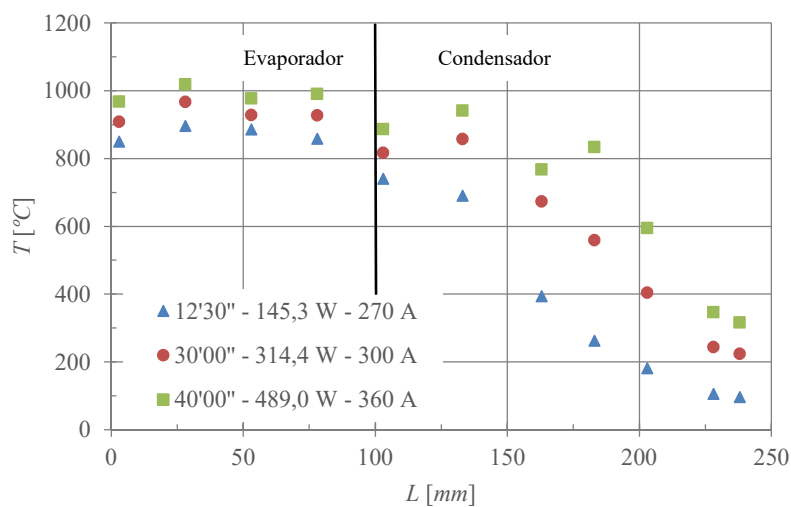


Figura 6.4 – Curvas Temperatura vs Comprimento do termossifão para o Teste 18. Perfis de temperaturas para baixa, média e alta taxa de transferência de calor utilizadas para o cálculo do k_{ef} .

Note-se que as temperaturas utilizadas para determinar $k_{ef,i}$ são apenas as temperaturas do condensador, entretanto, as Figuras 6.3 e 6.4 apresentam as temperaturas ao longo de todo o comprimento do termossifão. Além disso, cada condensador do termossifão é dividido em seis volumes de controle, de modo que são obtidos seis valores de $k_{ef,i}$ ao se aplicar a Equação 6.14 a cada volume de controle para cada nível de potência analisada. Ao final, têm-se trinta e seis valores de $k_{ef,i}$ obtidos a partir das seis condições de operação selecionadas. A Figura 6.5 apresenta os valores de $k_{ef,i}$ em função da temperatura da parte superior do volume de controle. Uma tabela com os valores de $k_{ef,i}$ calculados para as seis condições de operação é apresentada no Apêndice B.

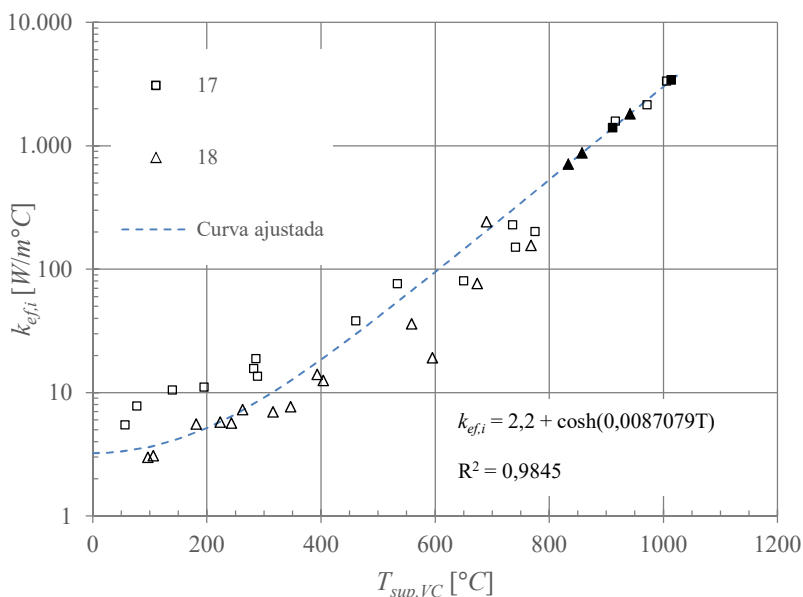


Figura 6.5 – Condutividade térmica efetiva do condensador em função da temperatura da parte superior do volume de controle: curva ajustada e dados experimentais. Pontos com preenchimento em preto foram ajustados manualmente.

Na Figura 6.5 é apresentada uma curva de ajuste, que representa os valores da condutividade térmica efetiva em função da temperatura da parte superior do volume de controle. Deve-se notar que alguns valores resultantes do ajuste da $k_{ef,i}$ foram irreais, possivelmente decorrentes de erros experimentais, que resultaram em algumas temperaturas $T_2 > T_1$ ou $T_3 > T_2$ de modo que a $k_{ef,i}$ dos respectivos volumes de controle 2 ou 3

tenderam ao infinito. Sendo assim, esses pontos foram substituídos por pontos localizados sobre a curva de ajuste (preenchidos em preto na Figura 6.4), a qual foi obtida de forma iterativa seguindo os passos:

Passo 1: Definir uma curva genérica para ser ajustada, variando-se os dois parâmetros de ajuste, a e b (na primeira iteração definiu-se $k_{ef,i} = a \cdot \exp(bT)$ e nas seguintes $k_{ef,i} = a + \cosh(bT)$);

Passo 2: Variar os parâmetros de ajuste de modo a maximizar o valor do coeficiente de determinação (R^2) da curva ajustada (BARBETTA et al, 2004);

Passo 3: Utilizar a curva ajustada para calcular o valor do $k_{ef,i}$ dos volumes de controle da base e da ponta do condensador a fim de serem utilizados no modelo do condensador completo por assíntota (seção 6.3);

Passo 4: Calcular o perfil de temperatura do condensador (conforme apresentado na seção 6.3) e o coeficiente de determinação (R^2) do perfil de temperatura para cada um dos seis instantes de tempo;

Passo 5: Calcular o coeficiente de determinação médio (\bar{R}^2) dos perfis de temperatura para os seis instantes de tempo;

Passo 6: Repetir passos 1 a 5 de modo a maximizar o coeficiente de determinação médio (\bar{R}^2) dos perfis de temperatura.

Deve-se observar que, inicialmente, uma curva de ajuste exponencial foi proposta para ser ajustada aos valores de $k_{ef,i}$. Porém, no Passo 4 da primeira iteração para os dados experimentais do instante 15'00" do Teste 17 (ver Tabela 6.2), o perfil de temperaturas calculado divergiu por não apresentar uma taxa total de transferência de calor do condensador para o ambiente igual à taxa total de transferência de calor fornecida ao condensador. Sendo assim, propôs-se uma nova curva envolvendo a função de ajuste cosseno hiperbólico, cujo perfil de temperaturas (Passo 4) apresentou igualdade das taxas de transferência de calor para todos os seis instantes de tempo testados. Definida a função de ajuste, nas iterações seguintes fixou-se o parâmetro de ajuste a e variou-se apenas o parâmetro b , de modo a maximizar o coeficiente de determinação da curva ajustada (Passo 2). O parâmetro de ajuste a foi aumentado gradualmente até que no Passo 4 da sétima iteração, para o instante 12'30" do Teste 18, o perfil de temperaturas não apresentou igualdade das taxas de transferência de

calor e divergiu. Desta forma, o valor máximo do coeficiente de determinação médio (\overline{R}^2) foi obtido para os parâmetros de ajuste $a=2,2$ e $b=0,0087079$ resultando na seguinte expressão para curva ajustada:

$$k_{ef,i} = 2,2 + \cosh(0,0087079T) . \tag{6.15}$$

As Tabelas 6.1 e 6.2 apresentam os resultados das sete iterações realizadas.

Tabela 6.1– Coeficientes de determinação da curva ajustada para os valores de $k_{ef,i}$ (ver Figura 6.5) e parâmetros de ajuste a e b para as sete iterações. Números com * foram fixados. Números em negrito são da curva ajustada escolhida.

Curva ajustada de $k_{ef,i}$	a	b	R^2
$k_{ef,i} = a \exp(bT)$	0,116299	0,0101959	0,9905
$k_{ef,i} = a + \cosh(bT)$	0	0,0087089	0,9847
	0,5*	0,0087087	0,9847
	1*	0,0087085	0,9846
	2*	0,0087080	0,9845
	2,2*	0,0087079	0,9845
	2,21*	0,0087079	0,9845

Tabela 6.2 Coeficiente de determinação do perfil de temperaturas dos seis níveis de potência e coeficiente de determinação médio para as sete iterações. Números em negrito são da curva ajustada escolhida.

Curva ajustada de $k_{ef,i}$	Teste 17			Teste 18			\bar{R}^2
	15'00"	47'30"	97'30"	12'30"	30'00"	40'00"	
$k_{ef,i} = a \exp(bT)$	sem solução	0,9466	0,9732	0,9175	0,9331	0,1324	0,7806
$k_{ef,i} = a + \cosh(bT)$	0,9146	0,9836	0,9921	0,9472	0,9739	0,1853	0,8328
	0,9186	0,9863	0,9925	0,9615	0,9721	0,2000	0,8385
	0,9253	0,9881	0,9928	0,9755	0,9688	0,2172	0,8446
	0,9426	0,9904	0,9930	0,9883	0,9575	0,2611	0,8555
	0,9473	0,9908	0,9930	0,9816	0,9544	0,2719	0,8565
	0,9468	0,9907	0,9930	sem solução	0,9542	0,2724	0,8314

6.3 MODELO COMPACTO ASSINTÓTICO DO PERFIL DE TEMPERATURAS DO CONDENSADOR A PARTIR DO MODELO DE ALETA

Após definir-se o valor de $k_{ef,i}$, é possível determinar, de forma contínua por partes, o perfil de temperaturas do condensador de um termosifão de sódio, conhecendo-se um conjunto discreto finito de temperaturas ao longo do condensador (ver Figura 6.7.a). A abordagem adotada nesta seção tem por objetivo reduzir o número de temperaturas do conjunto discreto finito para apenas duas temperaturas (ver Figura 6.7.b), de modo que, ao se conhecer apenas a taxa de transferência de calor total e as temperaturas da ponta e da região próxima à interface entre o condensador e o evaporador, seja possível determinar por completo o perfil de temperaturas de todo o condensador por meio de um modelo compacto assintótico.

Yovanovich (2003) menciona que os modelos de engenharia desenvolvidos para prever e representar fenômenos físicos podem variar amplamente e quanto mais completos os modelos, maior pode ser a dificuldade de uso e o custo computacional de sua implementação (com o uso de softwares de manipulação algébrica, por exemplo). Correlações desenvolvidas a partir de dados experimentais e analíticos são modelos bastante simples de se usar, mas que em contrapartida são limitados a determinados intervalos dos parâmetros independentes, como é o caso dos intervalos de número de Reynolds na utilização das correlações de convecção. No outro extremo, encontram-se os modelos numéricos, que geram soluções detalhadas a um custo elevado. Entre estes dois extremos, encontram-se os modelos compactos que incorporam uma ou mais soluções assintóticas e não são limitados por intervalos de validade dos parâmetros independentes.

De forma genérica, as assíntotas que compõem os modelos compactos assintóticos são formadas pelo parâmetro adimensional dependente ϕ e pelo parâmetro adimensional independente ξ . A relação de dependência $\phi(\xi)$ pode ser relativamente simples ou altamente complexa, dependendo da física do problema. Para o caso em que um parâmetro adimensional ϕ tenha duas assíntotas, que correspondam a valores muito pequenos e muito grandes do parâmetro adimensional independente ξ , ou seja, quando ϕ apresente o seguinte comportamento:

$$\phi \rightarrow \begin{cases} \phi_0 = C_0 \xi^m & \text{para } \xi \rightarrow 0 \\ \phi_\infty = C_\infty \xi^n & \text{para } \xi \rightarrow \infty \end{cases}, \quad (6.16)$$

a curva ϕ frequentemente pode ser ajustada suavemente a partir das curvas ϕ_0 e ϕ_∞ (YOVANOVICH, 2003), acoplando-se estas duas curvas assintóticas de forma a se ter uma única curva suave. De acordo com o comportamento físico do fenômeno a ser modelado e os dados disponíveis, onde p é uma constante real, este ajuste de curvas pode ser feito a partir das seguintes equações:

$$\phi = [\phi_0^p + \phi_\infty^p]^{1/p}. \quad (6.17)$$

$$\phi = [(\phi_0)^{-p} + (\phi_\infty)^{-p}]^{-1/p}. \quad (6.18)$$

Bejan (2000) apresenta diversas aplicações desta técnica em problemas de engenharia, onde o método das assíntotas é utilizado para encontrar pontos ótimos, obtidos pelo cruzamento das curvas das assíntotas. A título de exemplo desta técnica de modelagem utilizada por Bejan (2000), que é uma abordagem diferente da descrita por Yovanovich (2003), a Figura 6.6 apresenta a solução do problema de maximização da condutância térmica global de um conjunto de placas verticais resfriadas por convecção natural. A assíntota designada por $q \sim D^2$ refere-se ao caso em que as placas estão muito próximas, ou seja, o parâmetro independente $D \rightarrow 0$. A assíntota designada por $q \sim D^{-1}$ refere-se ao caso em que as placas estão muito distantes, ou seja, o parâmetro independente $D \rightarrow \infty$. O resultado obtido ao se igualar as duas assíntotas deste problema é:

$$\frac{D_{\text{ótimo}}}{H} \cong 2,3 \left[\frac{g\beta(T_{\text{máx}} - T_0)H^3}{\alpha_i \nu} \right]. \quad (6.19)$$

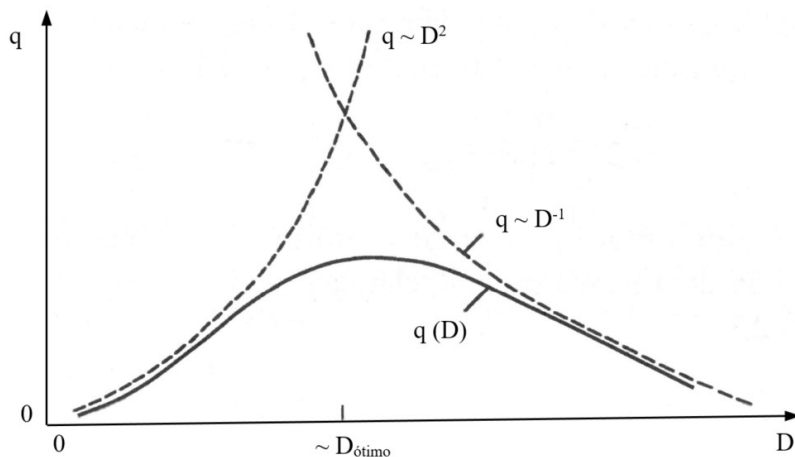


Figura 6.6 – Intersecção do método das assíntotas: maximização da condutância global de um conjunto de placas verticais resfriadas por convecção natural. (adaptado de BEJAN, 2000).

Este $D_{\text{ótimo}}$ apresenta um erro de 20% no espaçamento ótimo obtido através de outros métodos muito mais custosos, como a maximização da relação $q(D)$ e a simulação completa por diferenças finitas do perfil completo de escoamento e temperatura.

No presente trabalho, considera-se que o perfil de temperaturas de todo o condensador pode ser determinado a partir de duas assíntotas obtidas pelo cálculo dos perfis de temperatura dos volumes de controle da base e da ponta do condensador, apresentados na Figura 6.7.b. Esses dois volumes de controle possuem temperaturas e taxa de transferência de calor muito altas (volume de controle da base) ou muito baixas (volume de controle da ponta) de modo que o perfil de temperaturas do condensador pode ser obtido através de uma combinação suave dessas duas curvas, obtendo-se assim um valor contínuo do perfil de temperaturas de todo o condensador.

Esta curva suave é calculada pela Equação 6.18, em que o parâmetro p é ajustado igualando-se a taxa de transferência de calor rejeitada pelo condensador para o ambiente (calculada a partir do perfil de temperaturas dado pela Equação 6.18) com a taxa de transferência de calor fornecida ao condensador. Desta forma garante-se o balanço de energia do condensador. Este modelo é aplicado aos dados experimentais dos Testes 17 e 18 (os mesmos usados na determinação de $k_{ef,i}$), considerando-se apenas

as temperaturas T_1 e T_6 e a taxa de transferência de calor total fornecida ao condensador, q_{tot} (ver Figura 6.7.b). Note-se que, empregar o parâmetro de ajuste p para garantir o balanço de energia do perfil de temperaturas do condensador representa uma abordagem diferente das propostas por Yovanovich (2003) e por Bejan (2000), representando desta forma uma contribuição do presente trabalho.

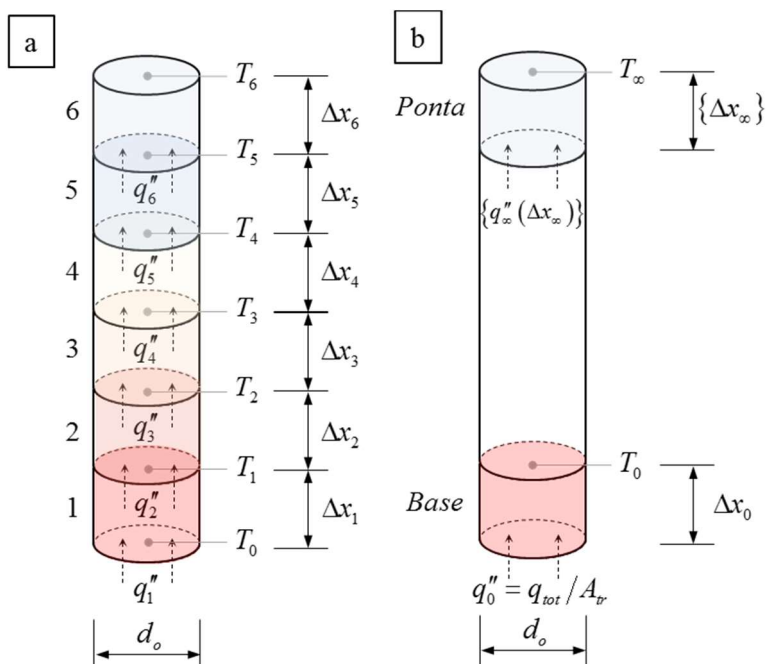


Figura 6.7 – Volumes de controle. a) Volumes de controle dos resultados experimentais. b) Volumes de controle do modelo proposto. Variáveis entre chaves não são conhecidas.

Para aplicar a Equação 6.18 de modo a se obter um perfil de temperaturas contínuo para o condensador, é necessário conhecer-se a solução dos perfis de temperaturas dos volumes de controle da base e da ponta. Como já foi discutido na seção 6.1, há seis variáveis que precisam ser determinadas de modo a se obter o perfil de temperaturas de um volume de controle (Equação 6.9): $k_{ef,i}$, $h_{eq,i}$, e θ_i , que são funções apenas de T_i , conhecido em cada volume de controle. Portanto essas três variáveis estão definidas tanto para o volume de controle da base como para o da

ponta. d_o é uma variável geométrica conhecida e igual para os dois volumes. q''_i e Δx_i estão fisicamente determinadas para o volume de controle da base, mas não determinadas fisicamente para o volume de controle da ponta.

O termo “fisicamente determinadas” é utilizado para o volume de controle da base, pois a distância do ponto no qual se conhece a temperatura do volume de controle da base (T_0) até a posição da interface entre condensador e evaporador são fisicamente determinadas pelo ponto de instalação do termopar e a posição do indutor na região do evaporador. Sendo assim, para a temperatura T_0 , existe um único valor para a altura do volume de controle da base, Δx_0 . Além disso, o fluxo de calor prescrito na parte inferior do volume de controle da base é único e igual à taxa de transferência de calor total do condensador, q_{tot} , que é conhecida, dividida pela área da seção transversal do condensador, A_{tr} (ver Figura 6.7.b). O perfil de temperaturas do volume de controle da base pode então ser calculado através da Equação 6.9, resultando em:

$$\phi_0(x) = \frac{\theta_0 + \frac{q''_0}{k_{ef,0}m_0} \sinh(m_0 \Delta x_0)}{\cosh(m_0 \Delta x_0)} \cosh(m_0 x) - \frac{q''_0}{k_{ef,0}m_0} \sinh(m_0 x). \quad (6.20)$$

A altura do volume de controle, Δx_∞ , pode assumir diferentes valores para um único valor de T_∞ . Esta altura pode ser muito pequena, da ordem de milímetros, até muito grande atingindo no limite a posição superior do volume de controle da base. Note-se que, para cada Δx_∞ há um único valor de q''_∞ , ou seja, q''_∞ é função de Δx_∞ , conforme apresentado na Figura 6.7.b. A distribuição de temperaturas do volume de controle da base é obtido a partir de um processo iterativo utilizando-se a seguinte expressão:

$$\phi_\infty(x) = \frac{\theta_\infty + \frac{\{q''_\infty\}}{k_{ef,\infty}m_\infty} \sinh(m_\infty \{\Delta x_\infty\})}{\cosh(m_\infty \{\Delta x_\infty\})} \cosh(m_\infty x) - \frac{\{q''_\infty\}}{k_{ef,\infty}m_\infty} \sinh(m_\infty x) \quad (6.21)$$

onde as variáveis entre chaves não são conhecidas e precisam de uma estimativa inicial para a obtenção de uma solução a partir de um processo iterativo.

Aplicando-se as Equações 6.20 e 6.21 na Equação 6.18, obtém-se uma curva contínua do perfil de temperaturas do condensador, dada por:

$$\phi(x) = \left[\left(\frac{\theta_0 + \frac{q''_0}{k_{ef,0}m_0} \sinh(m_0 \Delta x_0)}{\cosh(m_0 \Delta x_0)} \cosh(m_0 x) - \frac{q''_0}{k_{ef,0}m_0} \sinh(m_0 x) \right)^{-p} + \left(\frac{\theta_\infty + \frac{\{q''_\infty\}}{k_{ef,\infty}m_\infty} \sinh(m_\infty \{\Delta x_\infty\})}{\cosh(m_\infty \{\Delta x_\infty\})} \cosh(m_\infty x) - \frac{\{q''_\infty\}}{k_{ef,\infty}m_\infty} \sinh(m_\infty x) \right)^{-p} \right]^{-1/p} \quad (6.22)$$

A seguinte metodologia é empregada para determinar o parâmetro p e os parâmetros entre chaves da Equação 6.22:

Passo 1: Estimar o valor de h_c e $q''_\infty(\Delta x_\infty)$ (estimativas iniciais: $h_c = 10 \text{ W}/(\text{m}^2\text{°C})$ e $q''_\infty = 35.000 \text{ W}/\text{m}^2$ para um $\Delta x_\infty = 10 \text{ mm}$);

Passo 2: Dividir todo o comprimento do condensador em uma malha secundária com n volumes de controle de comprimentos iguais, que será utilizada para o cálculo da taxa de transferência de calor do condensador para o ambiente em função do perfil de temperaturas calculado (para as curvas apresentadas nas Figuras 6.8 e 6.9, $n = 36$);

Passo 3: Ajustar o parâmetro p de modo que o perfil de temperaturas calculado forneça uma taxa total de transferência de calor do condensador para o ambiente (calculado a partir da Equação 4.2 com a malha secundária e assumindo que $\bar{T}_i = T_i$) igual a taxa total de transferência de calor fornecida ao condensador;

Passo 4: Calcular novo valor de h_c em função da média aritmética do perfil de temperaturas calculado;

Passo 5: Calcular novo valor de q''_∞ a partir do somatório da taxa de transferência de calor dos últimos 10 mm do condensador obtidos no Passo 3 com a malha secundária de n volumes de controle;

Passo 6: Repetir passos 1 a 5 até que a diferença entre os h_c seja inferior a $0,01 \text{ W}/(\text{m}^2\text{°C})$.

Ao se aplicar a metodologia previamente descrita nos dados experimentais dos seis instantes de tempo dos Testes 17 e 18, foram obtidas as curvas do perfil de temperaturas conforme apresentadas nas Figuras 6.8 e 6.9. Essas curvas apresentaram uma excelente comparação com os dados experimentais.

Entende-se que o modelo aqui proposto pode ser utilizado como ferramenta de projeto para verificar a viabilidade de utilização de termos-sifões de sódio em aplicações práticas de engenharia onde um perfil de temperaturas é desejado.

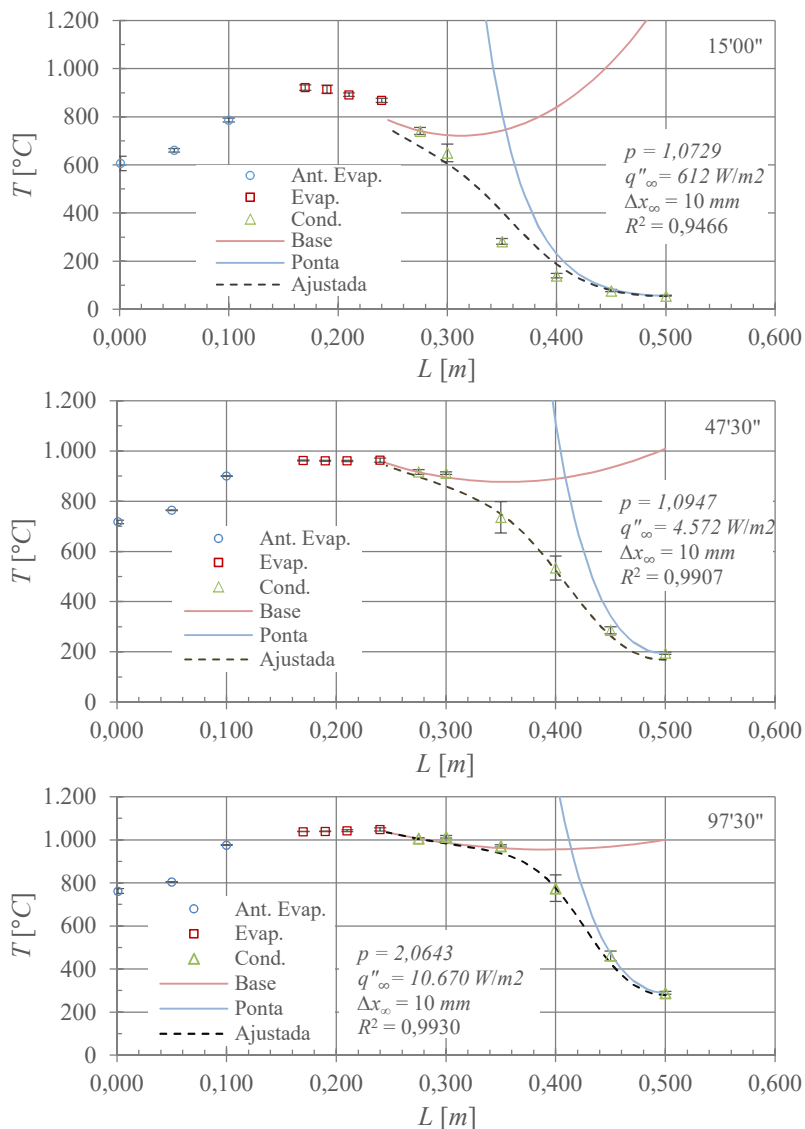


Figura 6.8 – Perfis de temperatura aplicando o método de aleta. Teste 17.

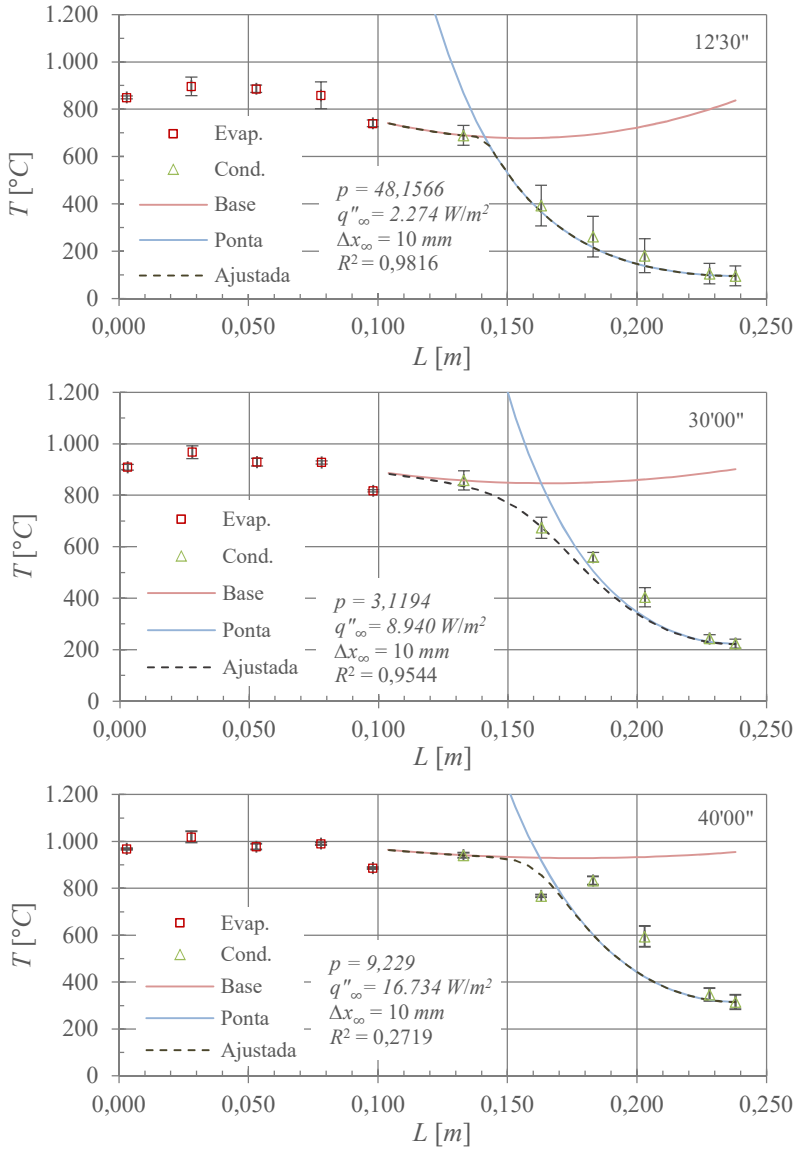


Figura 6.9 – Perfis de temperatura aplicando o método de aleta. Teste 18.

6.4 ANÁLISE DO MODELO COMPACTO ASSINTÓTICO

No Passo 2 da metodologia apresentada na seção 6.3, o condensador foi dividido em uma malha secundária de n volumes de controle de tamanho constante, sendo $n = 36$. Esses 36 volumes de controle foram utilizados no Passo 3 para calcular a taxa total de transferência de calor do condensador para o ambiente, a partir da Equação 4.2. A fim de avaliar a influência do número de volumes de controle (n) da malha secundária no resultado do perfil de temperaturas, outros valores de n foram analisados. Tomou-se como objeto de estudo os dados do instante 12'30" do Teste 18.

Na primeira análise, a malha do volume de controle da base, utilizada no cálculo da taxa de transferência de calor (Equação 4.2), foi subdividida em um número variável de volumes (de um a mil). Na Tabela 6.3 são apresentados os resultados obtidos.

Tabela 6.3– Análise da variação de número de volumes de controle da malha secundário no volume da base do condensador.

	n	R^2	q_1
	1000	0,9816	95,9
	50	0,9816	95,7
	20	0,9816	95,4
	10	0,9816	94,8
	6	0,9816	94,0
	5	sem solução	sem solução
	4	sem solução	sem solução
	3	sem solução	sem solução
	2	sem solução	sem solução
	1	sem solução	sem solução
MÁX-MÍN	999	0,0001	1,9
MÉDIA	110,1	0,9816	95,2
(MÁX-MÍN)/MÉDIA	907,4%	0,0%	2,0%
DEVIO PADRÃO	313,03	0,00	0,78

Verificou-se que o mínimo de divisões possíveis que levaram à obtenção de uma distribuição de temperaturas capaz de determinar com precisão a taxa de transferência de calor, foi o de 6 volumes. Além disso, o

aumento do número de volumes para 1000 resulta em uma diferença de apenas 1,9 W no cálculo da taxa de transferência de calor do volume de controle da base. Essa variação da taxa de transferência de calor é irrelevante para o ajuste da curva, uma vez que o coeficiente de determinação é praticamente igual para todos os valores de n , como se observa na Tabela 6.3.

Na segunda análise, variou-se o comprimento do volume de controle da ponta (Δx_∞). Neste caso, dividiu-se o condensador em 71 volumes de controle de tamanhos iguais, sendo que 18 desses volumes estavam contidos em Δx_0 (volume de controle da base). Obteve-se a solução da Equação 6.22, seguindo os passos descritos na seção 6.3, e avaliou-se o coeficiente de determinação das curvas obtidas, calculado em função das seis temperaturas medidas experimentalmente no condensador e em função apenas das temperaturas T_0 e T_∞ . A Tabela 6.4 apresenta os resultados obtidos, onde verifica-se que a variação do coeficiente de determinação é de menos de 4% e que os melhores resultados foram obtidos para valores de Δx_∞ iguais ou acima de 20 mm.

Tabela 6.4– Análise da variação do comprimento do volume de controle da ponta (Δx_∞).

	Δx_∞ [mm]	$R^2_{(6 \text{ temperaturas})}$	$R^2_{(2 \text{ temperaturas})}$
	105	0,9364	0,9522
	50	0,9750	0,9669
	20	0,9710	0,9724
	10	0,9410	0,9372
	2	0,9412	0,9371
MÁX-MÍN	103	0,0385	0,0353
MÉDIA	37,4	0,9529	0,9532
(MÁX-MÍN)/MÉDIA	275,4%	4,0%	3,7%
DEVIO PADRÃO	41,94	0,02	0,02

Na terceira análise, verificou-se a influência da variação do número de volumes de controle, de tamanho uniforme distribuídos ao longo de todo o condensador. Dois valores de n foram analisados, 71 e 36, sendo que os resultados dos perfis de temperaturas obtidos foram comparados entre si utilizando o coeficiente de determinação de cada curva como parâmetro de comparação, neste caso considerando as seis temperaturas medidas experimentalmente. A Tabela 6.5 apresenta os resultados obtidos,

onde verifica-se que o aumento do número de volumes de controle, de 36 para 71, levaram à obtenção de uma distribuição de temperaturas, para todos os valores de Δx_{∞} escolhidos. Entretanto, os valores do coeficiente de determinação para 71 volumes foram inferiores aos valores deste coeficiente para 36 volumes.

Tabela 6.5 – Análise da variação do número total de volumes de controle na malha secundária.

	Δx_{∞} [mm]	$R^2_{(n=71)}$	$R^2_{(n=26)}$
	105	0,9364	sem solução
	50	0,9750	0,9922
	20	0,9710	sem solução
	10	0,9410	0,9817
	2	0,9412	0,9818
MÁX-MÍN	103,0000	0,0385	0,0106
MÉDIA	37,4	0,9529	0,9852
(MÁX-MÍN)/MÉDIA	275,4%	4,0%	1,1%
DEVIO PADRÃO	41,94	0,02	0,01

7 PROTÓTIPO

7.1 FABRICAÇÃO E CARREGAMENTO DO PROTÓTIPO

O protótipo desenvolvido em parceria com a empresa Cleanergy AB e fabricado na Suécia consiste de 48 termossifões distribuídos em dois círculos concêntricos (ver Figura 7.1) com capacidade nominal de transferir 40 kW de energia na forma de calor. Cada termossifão possui um comprimento total de aproximadamente 470 mm, dos quais 250 mm são utilizados como evaporador aquecido pelo sol, 70 mm são aletados e utilizados como evaporador aquecido pelo gás, 124 mm são utilizados como condensador e os cerca de 25 mm restantes estão acima do condensador e servem para acomodar possíveis gases não condensáveis.

O protótipo foi enviado para ser carregado com sódio nas dependências do LABTUCAL como uma peça única (ver Figura 7.2), uma vez que se desconhecia o comportamento dos termossifões com sódio durante o processo de soldagem por difusão utilizado para unir todas as partes do protótipo. Por razões de segurança e inviabilidade de realização de testes em fornos de difusão, optou-se pela soldagem completa do equipamento antes do carregamento com sódio.

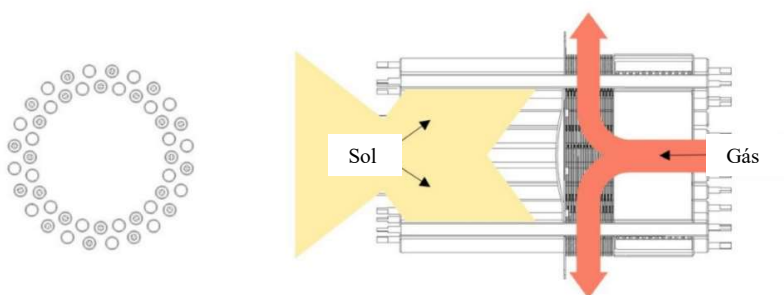


Figura 7.1 – Desenho esquemático do protótipo.

O processo de carregamento dos termossifões do trocador de calor foi bastante semelhante ao adotado no carregamento individual dos termossifões. Algumas adaptações foram necessárias uma vez que a geometria do protótipo já soldado não permitia fácil acesso às extremidades dos termossifões, impedindo que os esmagamentos convencionais fossem realizados na prensa. Por este motivo, optou-se por fabricar os tubos dos termossifões com uma das extremidades já fechada empregando-se uma chapa plana soldada. Na outra extremidade, um tubo de menor diâmetro

foi soldado em uma chapa plana que por sua vez foi soldada no tubo. Este tubo menor é conhecido por umbilical e foi utilizado no processo de carregamento, como orifício de entrada para o sódio. Os umbilicais foram soldados nos tubos de forma alternada em ambas as tampas de fechamento do termossifões, deixando, assim, maior espaço entre os umbilicais para o processo de esmagamento.

A limpeza dos tubos foi realizada por uma lavagem com acetona seguida por uma lavagem com álcool etílico. Dito isto, segue-se para a descrição detalhada de cada etapa, desde os testes de vazamento (etapa 5) até o esmagamento e o processo de corte e soldagem (etapa 9), de forma análoga ao que foi descrito no Capítulo 3 para os termossifões fabricados.

7.1.2 Teste de vazamento

Assim como os tubos dos termossifões fabricados, cada um dos tubos do protótipo foi testado quanto a possíveis vazamentos por meio do equipamento SPECTRON 5000 da marca EDWARDS (ver Figura 7.2). Nenhum vazamento foi encontrado.

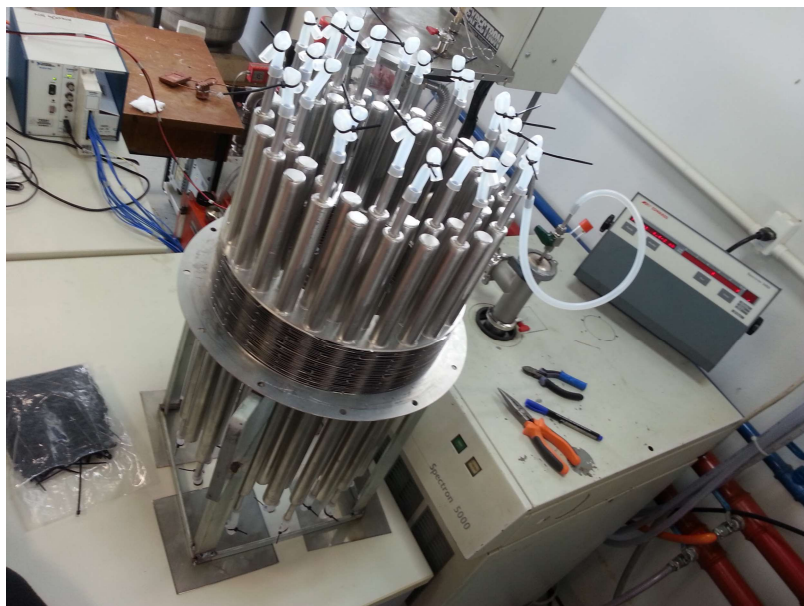


Figura 7.2 – Teste de vazamento dos tubos do protótipo.

7.1.3 Carregamento com sódio sólido (com aquecimento)

O número de ramais (seis) da bomba de vácuo foi um limitante para o carregamento dos termossifões do protótipo. O objetivo ao se carregar o protótipo era se aproximar ao máximo das condições do carregamento realizado para os termossifões. Sendo assim, determinou-se que o carregamento seria realizado em oito vezes, de modo que a sequência das etapas 5 a 9 pudesse ser finalizada em um espaço de tempo inferior a 24h para cada termossifão. A cada vez, seis termossifões foram carregados, evacuados, esmagados e fechados.

Uma balança digital, um sistema de controle de temperatura do resistor e dois recipientes retangulares de vidro foram inseridos previamente na câmara de atmosfera controlada MBRAUN UNILab Pro WORKSTATION, que foi preparada e reservada exclusivamente para os oito carregamentos. A cada carregamento eram inseridas na câmara quatro facas, recipiente contendo a quantidade de sódio necessária, o protótipo e o resistor.

O carregamento com aquecimento se mostrou necessário nos termossifões do protótipo pois o volume de sódio, calculado à temperatura de 20°C (densidade igual a 968 kg/m³), em relação ao volume interno total do termossifão era acima de 22%. Portanto, o sistema de controle de temperatura era ligado e iniciava o aquecimento dos seis tubos que seriam carregados de modo que a temperatura ficasse acima do ponto de fusão do sódio (98 °C). A camada opaca dos pedaços de sódio era retirada e o sódio cortado em pedaços menores, que posteriormente eram esmagados com as mãos para serem então pesados e inseridos no tubo através do umbilical. A medida que o sódio era depositado no tubo, ele fundia e preenchia todo o fundo do termossifão, não ocorrendo o empilhamento e permitindo maiores quantidades de fluido de trabalho nos termossifões. Foram inseridos 62,3 g de sódio em cada termossifão do protótipo.

Um resistor flexível do tipo fita com potência nominal de 1024 W foi utilizado com sucesso durante o carregamento e operou em temperaturas acima do ponto de fusão do sódio entre 110 °C e 150 °C. A Figura 7.3 mostra o sistema de controle de temperatura do resistor. A Figura 7.4 apresenta termossifões do protótipo sendo aquecidos pelo resistor flexível do tipo fita.



Figura 7.3 – Sistema de controle de temperatura do resistor.



Figura 7.4 – Termossifões do protótipo sendo aquecidos ao longo de todo o comprimento.

7.1.4 Vácuo, esmagamento e corte e soldagem

Ao final de cada processo de carregamento, o protótipo foi retirado da câmara com atmosfera controlada e levado até a bomba de vácuo onde realizou-se a retirada dos gases presentes no interior dos tubos chegando a uma pressão de até 10^{-6} mbar, conforme apresentado na Figura 7.5. Os termossifões do protótipo foram deixados conectados à bomba por pelo menos 12 horas.

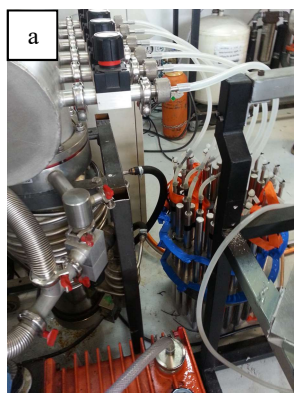


Figura 7.5 – Vácuo. a) Gases sendo retirados de seis termossifões do protótipo por uma bomba de vácuo difusora. b) Mostrador dos sensores de pressão conectados.

Em seguida as mangueiras de silicone foram fechadas por braçadeiras de nylon e o protótipo foi levado à prensa hidráulica. Cada umbilical foi posicionado entre duas matrizes planas de 19,05 mm de extensão e esmagado por uma carga de 12 ton aplicada pela prensa hidráulica. Uma base de apoio foi utilizada para permitir o acesso do pistão da prensa hidráulica a cada umbilical. Por fim, realizou-se o processo de corte e soldagem usando tecnologia de soldagem TIG empregando uma corrente de aproximadamente 100 A. A Figura 7.6 apresenta as etapas do processo de esmagamento, a Figura 7.7 o corte e soldagem e a Figura 7.8 o protótipo completamente carregado com sódio.

Dos 48 termossifões do protótipo, 12 apresentaram desvios no processo de carregamento que podem afetar o funcionamento dos mesmos. Os desvios foram: cinco termossifões apresentaram presença de chama proveniente da queima de sódio do umbilical durante o processo de corte e soldagem, um sofreu exposição do sódio no interior do tubo ao ar, cinco tiveram processo de carregamento superior a 24h e um teve processo de carregamento superior a 24h e presença de chama proveniente da queima de sódio do umbilical durante o processo de corte e soldagem.

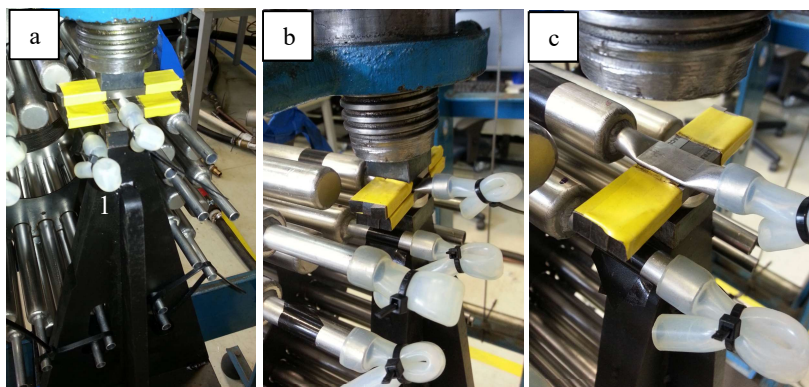


Figura 7.6 – Esmagamento. a) Umbilical posicionado entre duas matrizes planas apoiadas na base de apoio (indicada pelo número “1” na imagem). b) Umbilical após aplicação de 12 ton. c) Umbilical após retirada da carga de 12 ton.



Figura 7.7– Umbilical após processo de corte e soldagem.



Figura 7.8- Protótipo após o carregamento dos 48 termossifões com sódio.

7.2 TESTE DE QUALIDADE DO PROTÓTIPO

Antes de o protótipo carregado com sódio metálico ser retornado para a Suécia por via aérea, dois testes de desempenho térmico do sistema foram realizados com o intuito de verificar quaisquer não conformidades do equipamento.

Para realizar os testes não foi possível utilizar o sistema de aquecimento por indução, uma vez que não havia indutor compatível e a potência do equipamento não seria suficiente. Sendo assim, foram utilizados seis queimadores de gás liquefeito de petróleo como fonte de calor.

7.2.1 Primeiro teste

Os queimadores foram fixados em uma estrutura metálica a cerca de 20 cm de distância do chão (ver Figura 7.9). Um cilindro de aço inoxidável com 400 mm de diâmetro e 800 mm de altura foi posicionado sobre a estrutura metálica e utilizado como suporte para o protótipo (ver Figura 7.10). Toda a lateral do cilindro foi isolada com uma manta à base de alumina e sílica, resultando em uma espessura de aproximadamente 8 cm (ver Figura 7.11).



Figura 7.9 – Queimadores fixados em estrutura metálica a cerca de 30 cm de distância do chão.



Figura 7.10– Protótipo apoiado em cilindro de aço inoxidável.



Figura 7.11– Cilindro isolado por manta à base de alumina e sílica.

Após 40 minutos de teste, ainda não se havia verificado alteração da cor da parede do condensador para tons de vermelho, característica marcante dos termossifões de sódio quando atingem temperaturas acima de 550 °C (ver Figura 7.12). Acredita-se que a queima incompleta e as grandes perdas por convecção foram a causa da baixa temperatura no condensador. Com o intuito de verificar se os termossifões estavam funcionando, isolou-se todo o condensador com manta de alumina e sílica. Após cerca de 20 minutos com o condensador isolado, observou-se que a temperatura de parte do condensador do protótipo se elevou acima dos 550 °C, como mostra a Figura 7.13. A não homogeneidade da temperatura do condensador foi atribuída a distribuição não uniforme do calor no evaporador. Em seguida o teste foi encerrado

Após o resfriamento do sistema, ficou evidente que a fumaça branca observada durante parte do teste foi resultado do vazamento de sódio proveniente de três termossifões distintos. A Figura 7.14 apresenta os dois termossifões com umbilical para cima por onde ocorreu vazamento de sódio. O terceiro termossifão que apresentou vazamento possuía o umbilical voltado para baixo.

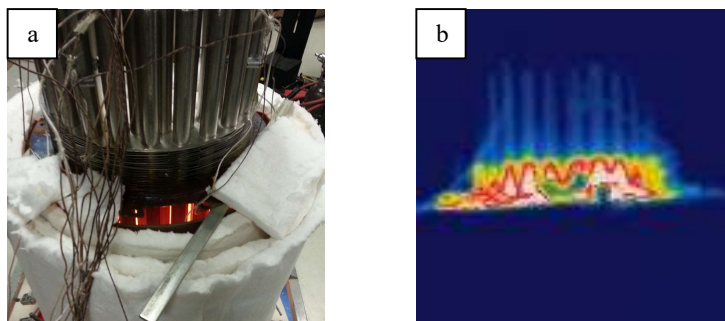


Figura 7.12 – Temperatura do condensador logo antes de se isolar o condensador. a) Imagem câmera normal. b) Imagem câmera termográfica

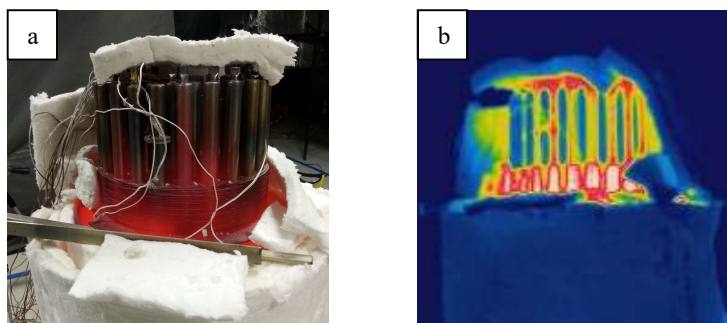


Figura 7.13 – Temperatura do condensador após 20 minutos com isolamento no condensador. a) Imagem câmera normal. b) Imagem câmera termográfica

Os três umbilicais foram limpos externamente com escova de aço e álcool etílico. Novo processo soldagem foi realizado nos três umbilicais. Os dois voltados para cima não apresentaram chama de queima de sódio durante a soldagem, diferentemente do umbilical voltado para baixo que apresentou chama durante a soldagem. Atribuiu-se a chama a resíduos de sódio metálico presentes na região de falha do umbilical.

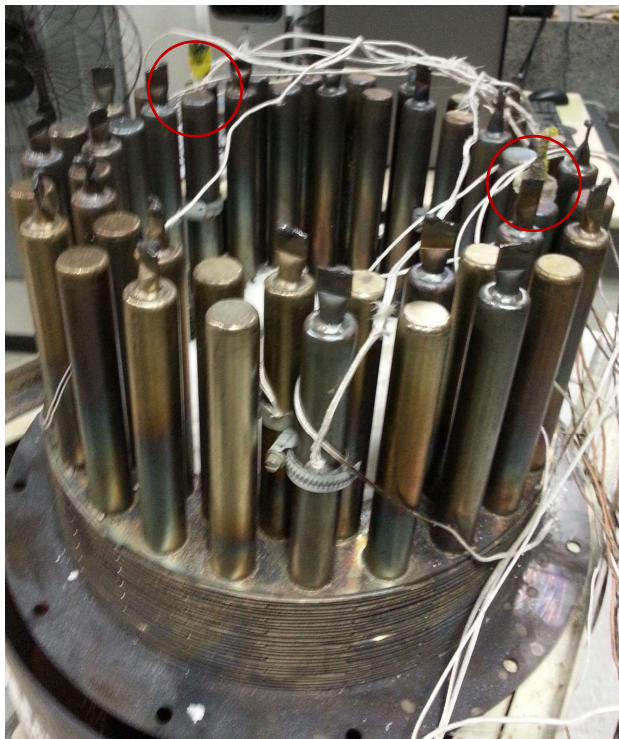


Figura 7.14 – Termossifões com umbilical para cima por onde ocorreu vazamento de sódio.

7.2.2 Segundo teste

Após o reparo dos termossifões que apresentaram vazamento, um segundo teste foi realizado. Para melhorar a queima do gás, elevou-se a cerca de 50 cm acima do chão a estrutura metálica na qual os queimadores foram fixados. Para um aquecimento mais rápido do sistema, cilindro e condensador foram isolados com manta à base de alumina e sílica antes do teste ser iniciado. Para diminuir perdas por convecção e radiação, a estrutura metálica foi coberta por folhas de alumínio. Para melhorar a distribuição de calor no evaporador, os queimadores foram posicionados mais distantes um do outro.

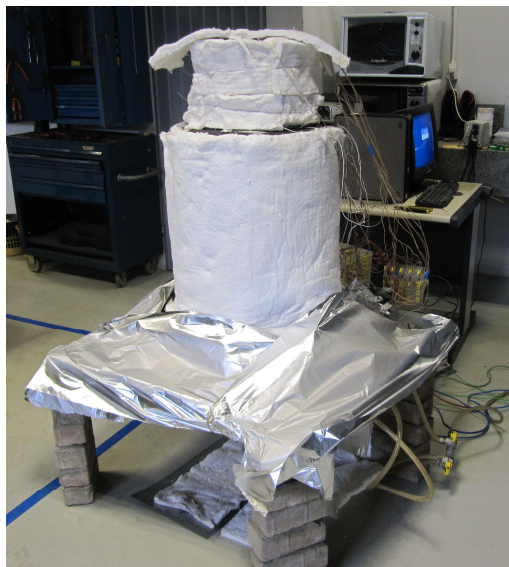


Figura 7.15 – Protótipo pronto para o segundo teste.

O segundo teste foi iniciado ligando-se os seis queimadores. A chama se apresentou com tons predominantemente azuis no início e ao longo de todo o teste. Após 15 minutos de teste, muita fumaça branca foi observada e o teste foi interrompido sem qualquer verificação da temperatura do condensador.

Após o resfriamento, verificou-se que novo vazamento de sódio havia ocorrido no termossifão com umbilical para baixo. O protótipo foi posicionado de modo que o umbilical estivesse em sentido oposto ao vetor gravidade e então novo procedimento de limpeza externa foi realizado, seguido de aquecimento de todo o termossifão a temperaturas acima do ponto de fusão do sódio, de modo que todo o restante do sódio metálico presente no termossifão se depositou na base do mesmo. Por fim, novo processo de soldagem foi efetuado não apresentando chama durante a soldagem. Assumiu-se que o umbilical foi recuperado satisfatoriamente e o protótipo foi retornado à sede da empresa Cleanergy AB na Suécia.

7.3 TESTES PRELIMINARES DO PROTÓTIPO ACOPLADO AO MOTOR STIRLING

O protótipo foi acoplado ao equipamento comercial denominado Cleanergy Gasbox (Cleanergy Brochure, 2016) que consiste em um sistema de geração de energia elétrica e calor a partir do calor proveniente da combustão de biogás, capaz de gerar de 2 a 9 kW de eletricidade (Cleanergy Technical Specification, 2016). A Figura 7.17 mostra o equipamento Cleanergy Gasbox e o mesmo equipamento adaptado com o protótipo.

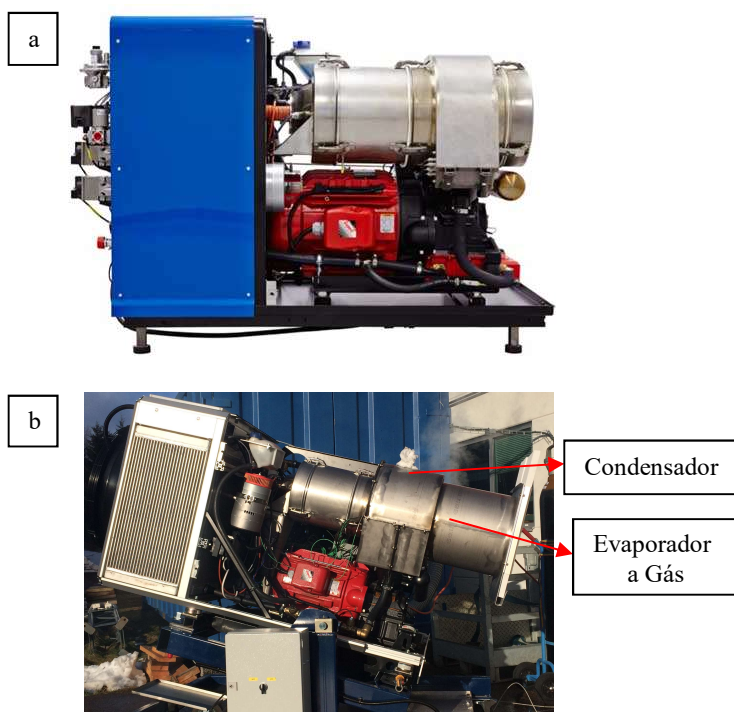


Figura 7.16 – Gasbox. a) Equipamento original. b) Equipamento adaptado com o protótipo.

No equipamento original, o fluxo dos gases de combustão escoava diretamente sobre os tubos aletados que contém o fluido de trabalho (Hélio) do motor Stirling. A Gasbox com o protótipo passa a ter os gases de combustão escoando radialmente através da região aletada dos termossifões (evaporadores). Calor é então transportado para os condensadores e

aquece o Hélio que passa pelos tubos lisos posicionados entre as duas fileiras concêntricas de termossifões (ver Figura 7.18). Cilindros sólidos de aço inox, esferas de aço inox e vidro moído foram inseridos nos espaços vazios entre os tubos de Hélio e o condensador dos termossifões, a fim de aumentar a condutividade térmica desses espaços para melhor a troca de calor entre os termossifões e os tubos de Hélio.

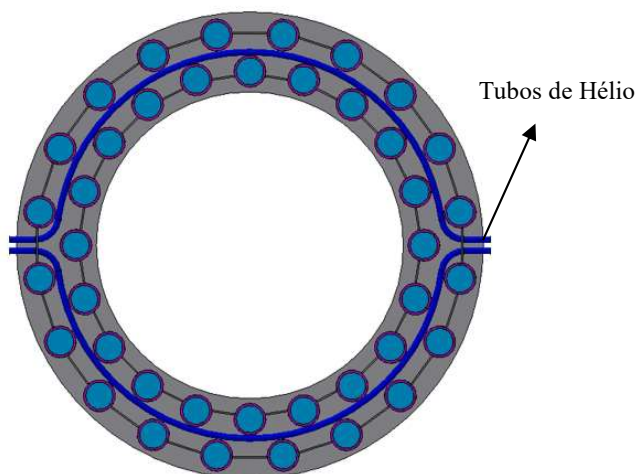


Figura 7.17 – Local onde os tubos de Hélio estão posicionados no condensador do protótipo.

Termopares foram utilizados para medir a temperatura em diferentes regiões dos termossifões número: 21, 31, 32, 40, 47 e 48, conforme apresentado com o símbolo T na Figura 7.19. Estes termossifões foram escolhidos por não apresentarem qualquer anormalidade durante o processo de carregamento. Os três termossifões do círculo interno foram instrumentados com termopares soldados nas paredes das partes inferior e superior do evaporador solar e condensador, além dos termopares posicionados na parte superior e inferior da região aletada. Os três termossifões do círculo externo foram instrumentados com termopares soldados nas paredes das partes inferior e superior do evaporador solar e condensador, além de um termopar soldado na região acima do condensador.



Figura 7.18 – Posições dos termopares. Termossifões com “T” foram instrumentados com termopares na região do evaporador solar, evaporador a gás, condensador e acima do condensador. Termossifões com números em laranja tiveram carregamento que superou 24h. Termossifão com marcação amarela sofreu vazamento no umbilical durante primeiro e segundo testes de qualidade. Termossifões com marcação em laranja sofreram vazamentos durante o primeiro teste de qualidade. Termossifões com marcação em vermelho apresentaram chama durante o processo de soldagem do umbilical. Linhas horizontais azuis representam o local de entrada e saída dos tubos de Hélio.

Um teste foi realizado com o equipamento a um ângulo de 10° com a horizontal sendo aquecido por gases de combustão na região aletada do termossifão. A região do evaporador solar foi isolada e apresentou aumento na temperatura apenas devido ao calor fornecido no evaporador a gás.

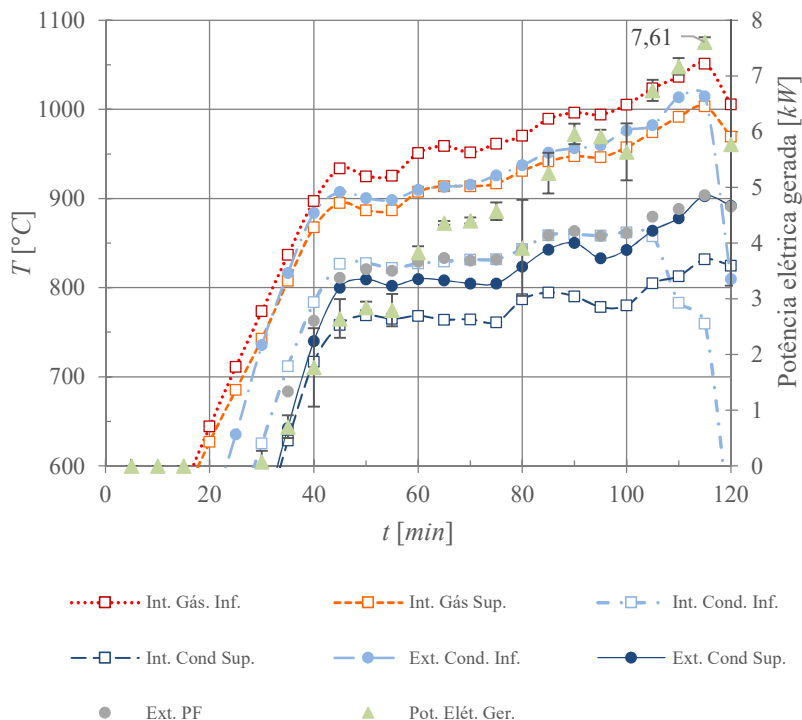


Figura 7.19 – Distribuição de temperatura ao longo do tempo nas regiões do evaporador a gás, condensador e acima do condensador; e potência elétrica ao longo do tempo.

A Figura 7.20 apresenta as temperaturas medidas pelos termopares dos termossifões internos e externos e a potência elétrica gerada ao longo do tempo. Vê-se que o sistema foi capaz de gerar até 7,61 kW de eletricidade contra o máximo de 9 kW do equipamento original. Este resultado é bastante promissor considerando que este foi o primeiro teste realizado e que o equipamento terá o sol como segunda fonte de calor. Vale ressaltar que os termopares da região acima do condensador apresentaram temperaturas não inferiores às temperaturas do condensador superior, evidenciando que não há ponta fria nos termossifões. Acredita-se que os umbilicais de diâmetro menor foram fundamentais para eliminar a possível entrada de gases não condensáveis durante o processo de corte e soldagem.

8 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

8.1 CONCLUSÕES

Neste estudo foi investigada a capacidade de transferência de calor de termossifões de sódio em diferentes inclinações, posições do evaporador, tipos de condensadores, razões de enchimento e comprimento da seção adiabática. Os resultados obtidos nos testes experimentais permitiram a escolha de uma configuração de termossifão (diâmetro interno de 18,04 mm, comprimento de 470 mm e carregado com 62,3 g de sódio) capaz de atender as necessidades de transferência de calor do protótipo do receptor solar (40 kW) que operou satisfatoriamente durante o teste preliminar com aquecimento através de gases de combustão.

As principais realizações, conclusões e resultados obtidos através deste trabalho são listadas a seguir:

- Desenvolveu-se um processo de fabricação de termossifões de sódio com carregamento a partir de sódio sólido manipulado em atmosfera inerte. Tal processo de carregamento se mostrou viável e resultou em termossifões capazes de transportar até 1712 W.
- A etapa de corte e soldagem foi considerada falha, pois pode causar a entrada de gases não condensáveis quando realizada em tubos de diâmetros externos iguais ou acima dos 18 mm. A utilização do umbilical nos termossifões do protótipo mostra-se como uma solução viável para evitar possíveis falhas nesta etapa de fabricação.
- Inconel 600 demonstrou ser um material adequado para a fabricação de termossifões de sódio que trabalham em temperaturas em torno dos 1000 °C. Falhas no termossifão que resultaram em furos do termossifão foram causadas pelos altos fluxos de calor gerados pelo indutor e por baixas razões de enchimento. Os indutores utilizados demonstraram proporcionar um aquecimento não-uniforme aos termossifões, gerando pontos mais quentes no evaporador, causando a fusão da parede do tubo quando a temperatura de operação do termossifão estava acima dos 1100°C. As baixas razões de enchimento juntamente com os altos fluxos de calor no evaporador causaram o aquecimento do tubo em re-

giões desprovidas de sódio durante o início de operação do sistema, causando a rápida elevação da temperatura da parede do tubo acima da temperatura de fusão do Inconel 600, causando a falha do termossifão.

- O sistema de aquecimento por indução e os indutores utilizados demonstraram ser capazes de fornecer altos fluxos de calor aos termossifões, necessários aos testes. Porém, esses altos fluxos provocam uma mudança de fase de sólido para líquido em poucos segundos, impedindo o estudo deste fenômeno.
- O controle de tempo presente no sistema de aquecimento por indução demonstrou-se inadequado, pois necessita a atenção constante do operador do equipamento para religá-lo manualmente a cada intervalo de 198 segundos. O ideal seria modificar o sistema de controle do equipamento, permitindo que este ficasse ligado indefinidamente até uma intervenção do operador para o desligar, ou caso atingisse a temperatura de segurança da água de resfriamento do indutor.
- Uma coluna de sódio acima do termossifão piora a sua capacidade de troca térmica.
- Quando utilizado o condensador meia calha, o termossifão terá um melhor desempenho se operar inclinado. Mantendo a mesma área de troca térmica, o condensador meia calha é capaz de transferir menos calor do que o condensador serpentina
- Termossifões de sódio carregados com uma razão de enchimento de 80% são capazes de transferir mais calor do que termossifões carregados com uma razão de enchimento de 100%.
- Quanto menor a seção adiabática, maior é a capacidade de transferência de calor do termossifão.
- As condições externas no condensador e evaporador determinam fortemente o perfil de temperatura a ser observado nos termossifões de sódio, sendo possível reduzir o gradiente de temperatura de cerca de 400 °C para aproximadamente 200 °C apenas modificando as condições externas.
- Quatro causas podem gerar ou ampliar os gradientes de temperatura no condensador de um termossifão de sódio: (1) taxa de calor fornecido no evaporador, (2) presença de gases não condensáveis, (3) taxa de calor retirado no condensador e (4) *startup* (início de operação).

- O modelo de aleta com condutividade térmica efetiva mostrou-se viável e capaz de modelar o perfil de temperatura do condensador de termossifões de sódio conhecendo-se apenas duas temperaturas da parede externa do condensador, na base e na ponta, e a taxa total de transferência de calor.
- O protótipo fabricado pela empresa Cleanergy AB e carregado com sódio como parte deste trabalho operou de forma satisfatória produzindo 7,61 kW de energia elétrica.

8.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A seguir, são apresentadas algumas sugestões para trabalhos futuros:

- Ao se utilizar a metodologia de cálculo da taxa de transferência de calor por convecção e radiação é importante medir-se com a melhor precisão possível o comprimento do volume de controle, ou seja, a distância entre os termopares alocados na parede externa do condensador; pois a incerteza de medição desta grandeza é a que mais afeta a incerteza da taxa de calor. O paquímetro com menor resolução de escala de 0,05 mm é o instrumento de medição sugerido;
- Modificar o sistema de controle de tempo do sistema de aquecimento por indução para permitir o funcionamento contínuo do equipamento.
- Investigar o efeito de ponta fria causado pelas condições de transferência do calor no condensador.
- Estudar razões de enchimento menores do que 80% em termossifões de sódio.
- Desenvolver um sistema independente para carregamento de termossifões de sódio. Realizar o carregamento em uma câmara de atmosfera inerte limita o carregamento a dispositivos que caibam na antecâmara da câmara de atmosfera inerte. Um sistema independente aumentaria a possibilidade de geometrias possíveis de serem carregadas com sódio metálico.
- Estudar o *startup* (início de operação) dos termossifões de sódio. Acredita-se ser possível modificar benéficamente o tempo para início de operação caso o fornecimento de calor seja interrompido e religado num curto período de tempo, algo próximo de um minuto.

- Acompanhar os testes e analisar os dados referentes ao protótipo quando este for instalado em um coletor solar parabólico.

REFERÊNCIAS

- ANDRAKA, C. E. et al. **Solar heat pipe testing of the Stirling thermal motors 4-120 Stirling engine**. Energy Conversion Engineering Conference, v. 2, p. 1295-1300. 1996.
- ANDRAKA, C. E. **Dish Stirling advanced latent storage feasibility**. Energy Procedia, v. 49, p. 684-693, 2014.
- BARBETTA, P. A.; REIS, M. M.; BONIA, A. C. **Estatística para cursos de engenharia e informática**. Atlas, São Paulo, 2004.
- BEJAN, A. **Shape and structure, from engineering to nature**. Cambridge University Press, 2000.
- BOBCO, R. P. **Variable conductance heat pipes: a first-order model**. J. Thermophysics, vol.1, n. 1, p. 35-42, 1987.
- BUSSE C.A. **Theory of the ultimate heat transfer limit of cylindrical heat pipes**. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 16, p. 168-186, 1973. [doi:10.1016/0017-9310\(73\)90260-3](https://doi.org/10.1016/0017-9310(73)90260-3).
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. McGraw-Hill. 5ª Edição, 2006.
- Cleanergy Stirling CHP Systems Brochure. Disponível em: http://cleanergy.com/wp-content/uploads/2014/06/cleanergy_brochure_chp_lowres.pdf. Acesso em 11 abril 2016.
- Cleanergy Gasbox for Landfills – Technical Specification. Disponível em: http://cleanergy.com/wp-content/uploads/2014/06/cleanergy_gasbox_landfills_lowres1.pdf. Acesso em 11 abril 2016.
- CUNHA, A. F. **Análise de termossifões que operam com mercúrio em altas temperaturas**, 2008, Tese (Doutorado em Energia e Ciências Térmicas) – Programa de pós-graduação em engenharia mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.
- CUI, H.; WANG, Z.; GUO, Y.; XU, W.; YUAN, X. **Thermal performance analysis on unit tube for heat pipe receiver**. Solar Energy, vol. 80, p. 875–882, 2006. <http://dx.doi.org/10.1016/j.soler.2005.05.003>.

DILLIG, M., LEIMERT, J.; KARL, J. **Planar high temperature heat pipes for SOFC/SOEC stack applications**. Fundamentals & Developments of Fuel Cells Conference, 2013.

DOBSON, R. T.; LAUBSCHER R. **Heat pipe heat exchanger for high temperature nuclear reactor technology**. Frontiers of Heat Pipes, vol. 4, p. 1–7, 2013, <http://dx.doi.org/10.5098/fhp.v4.2.3002>.

EDWARDS, D. K.; MARCUS, B. D. **Heat and mass transfer in the vicinity of the vapor-gas front in a gas-loaded heat pipe**. Journal of Heat Transfer, p. 155-162, Maio, 1972.

FAGHRI, A. **Heat pipe science and technology**. Taylor & Francis, USA, 1995.

FINK, J. K., LEIBOWITZ, L. **Thermodynamic and transport properties of sodium liquid and vapor**. Argonne National Laboratory. Illinois, 1995.

HOLMAN, J. P. **Experimental methods for engineers**. McGrall-Hill, 6ed, Singapore, 1994.

IMURA, H.; SASAGUCHI, K.; KOZAI H. **Critical heat flux in close two-phase thermosyphon**. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 26, p. 1181-1188, 1983.
[http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310\(83\)80172-0](http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310(83)80172-0)

INCONEL ALLOY 600 DATA SHEET. Disponível em <http://www.specialmetals.com/assets/documents/alloys/inconel/inconel-alloy-600.pdf>. Acesso em: 11 março 2016

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos da transferência de calor e de massa**. 4ª Edição, Editora LTC, 1998.

INTERNATIONAL RENEWABLE ENERGY AGENCY (IRENA). **Renewable energy technologies: cost analysis series**. v.1: power sector, issue 2/5. 2012.

JAFARI, D.; FRANCO, A.; FILIPPESCHI, S; DI MARCO, P. **Two-phase closed thermosyphons: A review of studies and solar applications**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016, vol. 53, p. 575-593. [doi:10.1016/j.rser.2015.09.002](https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.09.002).

KEMME, J. E. **Ultimate heat pipe performance**. IEEE Transactions on Electron Devices, ed. 16, n. 8, p.717-723, 1969

LAUBSCHER, R.; DOBSON, R. T. **Theoretical and experimental modelling of a heat pipe heat exchanger for high temperature nuclear reactor technology**. Applied Thermal Engineering, vol. 61, p. 259–267, 2013. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.06.063>.

MANTELLI, M. B. H. **Notas de Aula**. Florianópolis, 2012.

MEISEIL, P.; JOBST, M.; LIPPMANN, W.; HURTADO, A. **Design and manufacture of ceramic heat pipes for high temperature applications**. Applied Thermal Engineering, vol. 75, p. 692–699, 2015. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.10.051>

MILLS, A. F. **Heat Transfer**, 2nd Edition, Prentice Hall, New Jersey, 1995.

NELLIS, G.; KLEIN, S. **Heat transfer**. Cambridge University Press. 2008.

NGUYEN-CHI, H.; GROLL, M. **Entrainment or flooding limit in a closed two-phase thermosyphon**. Journal of Heat Recovery Systems, vol 1, Issue 4, p. 275–286, 1981. [doi:10.1016/0198-7593\(81\)90038-2](https://doi.org/10.1016/0198-7593(81)90038-2).

NGUYEN-CHI, H.; GROLL, M. **The influence of wall roughness on the maximum performance of closed twophase thermosyphons**. AIAA 15th Thermophysics Conf. AIAA-80-1503, Colorado, 1980. <http://dx.doi.org/10.2514/6.1980-1503>

PAIVA, K. V. **Comportamento térmico em gravidade e micro-gravidade de mini tubos de calor do tipo fios-placas**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2007.

PETERSON, G. P. **An Introduction to Heat Pipes: Modeling, Testing, and Applications**, New York, Wiley-Interscience Publication, 1994.

REAY, D. A.; KEW, P. A.; MCGLEN, R. J. **Heat pipes: theory, design and applications**. Sixth Edition, Elsevier, 2014.

SHAH, M. **A Survey of Experimental Heat Transfer Data for-Nucleate Pool Boiling of Liquid Metals and a New Correlation**. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1992. [http://dx.doi.org/10.1016/0142-727X\(92\)90007-V](http://dx.doi.org/10.1016/0142-727X(92)90007-V)

SUN, K. H; TIEN, C. L. **Thermal performance characteristics of heat pipes**. International Journal of Heat Mass Transfer, vol. 18, p. 363-380, 1975.

TOULOUKIAN, Y. S.; POWELL R. W.; HO C. Y.; KLEMENS P. G. **Thermal Conductivity: Metallic Elements and Alloys**, IFI/Plenum, New York, 1970.

TOURNIER, J. M. e EL-GENK, M. **Startup of a horizontal lithium-molybdenum heat pipe from a frozen state**. Heat and Mass Transfer, vol. 43, pág. 671-685, 2003.

UNITED STATES DEPARTMENT OF ENERGY. News. **Environmental assessment issued for 750-Megawatt solar two project**. February, 24 2010. Disponível em: <http://www1.eere.energy.gov/solar/sunshot/news_detail.html?news_id=15817>. Acesso em: 29 outubro 2014.

YAMAMOTO, T.; TANAKA, Y.; SASAKI, M.; HATORI, H. **Study on life of sodium heat pipe**. Heat recovery systems, vol. 2, n. 4, p. 369-376, 1982.

YOVANOVICH, M.M. **Asymptotes and Asymptotic Analysis for Development of Compact Models for Microelectronics Cooling**. SEMI-THERM XIX, San Jose, CA, USA, March, 2003.

APÊNDICE A – INCERTEZA DE MEDIÇÃO

Qualquer estudo experimental envolvendo medições está sujeito à erros, de modo que o valor verdadeiro da grandeza será diferente do valor medido. Têm-se como os três principais tipos de erros (PAIVA, 2007):

- Erros grosseiros: são cometidos principalmente devido à inabilidade ou falta de cuidado do operador ao efetuar uma medida.
- Erros sistemáticos: são resultados de um desvio constante nos resultados, num mesmo sentido.
- Erros aleatórios: são erros devidos a variações ao acaso, de causas não conhecidas exatamente, em geral irregulares e pequenas.

Utilizando o procedimento descrito Paiva (2007), serão analisadas e apresentadas as incertezas de medição das duas formas utilizadas neste trabalho para calcular a taxa de transferência de calor pelo condensador do termossifão.

A.1 INCERTEZA DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR PELO CONDENSADOR TIPO SERPENTINA

O primeiro método para o cálculo da taxa de transferência de calor pelo termossifão foi o calorímetro, conforme apresentado na seção 4.2. A Equação 4.1, utilizada para calcular esta grandeza, é função de duas variáveis medidas experimentalmente, a vazão de água e a diferença de temperatura da água de entrada e saída.

A fim de obter uma menor incerteza de medição da diferença de temperatura da água, realizou-se a calibração de seis termopares dos quais dois foram escolhidos, um para a temperatura de entrada e outro para temperatura de saída da água. O procedimento utilizado na calibração foi semelhante ao de Paiva (2007).

Os sensores de temperatura do tipo K (cromel-alumel) foram mergulhados em um bquer com água destilada (ver Figura A.1), e este por sua vez foi inserido em um banho com temperatura controlada. Um pequeno agitador foi introduzido para homogeneizar a temperatura da água em menor tempo. Foi utilizada como medida padrão um termômetro de bulbo Incoterm com menor resolução de escala de 0,1°C. Para a calibração dos termopares, variou-se a temperatura do banho de 23 a 38°C de 3 em 3°C. O tempo de estabilização entre cada patamar foi de cerca de 15

minutos, sendo que após a estabilização foi realizada a medição da temperatura no termômetro de bulbo e dados dos termopares referentes aos 60 segundos (29 pontos por termopar) seguintes foram utilizados para a análise.

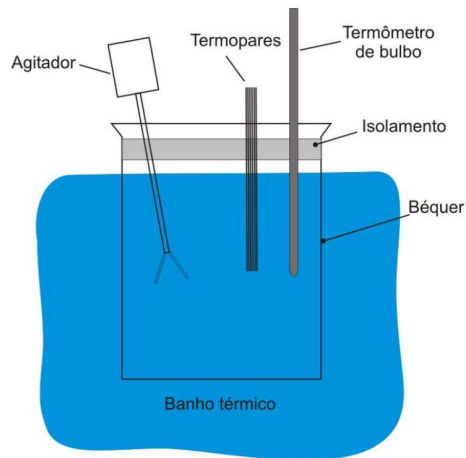


Figura A.1 – Conjunto de calibração de termopares. (PAIVA, 2007)

A diferença entre o valor médio da temperatura indicada pelo termopar nos 29 pontos e o aferido no termômetro de bulbo foi calculada para cada nível de temperatura e é apresentada na Figura A.2.

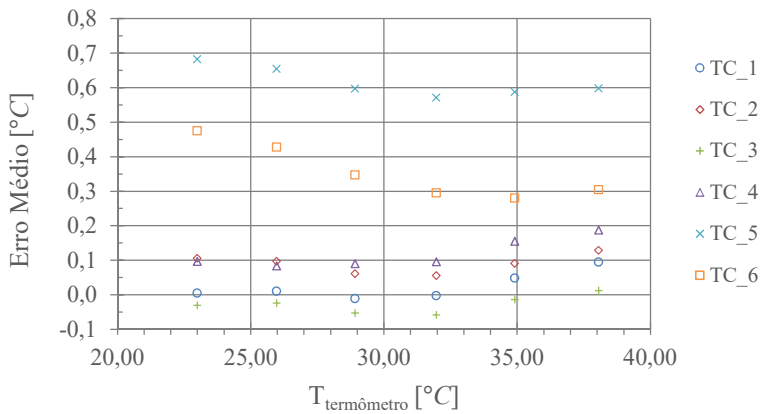


Figura A.2 – Erro médio dos termopares em relação ao termômetro de bulbo.

Os termopares um e três foram escolhidos, respectivamente, como termopar de entrada e saída da água por apresentarem os menores erros médios bem como pequena diferença entre medições. A diferença de temperatura entre o termopar três e um, para cada instante da calibração, foi calculada e é apresentada na Figura A.3. A maior e menor diferença de temperatura foram $0,007^{\circ}\text{C}$ e $-0,159^{\circ}\text{C}$, respectivamente. O intervalo entre esses dois valores é de $0,166^{\circ}\text{C}$ e indica a incerteza máxima da diferença de temperatura entre esses dois termopares. Para fins de cálculo, assumiu-se a incerteza da diferença de temperatura igual a $0,2^{\circ}\text{C}$.

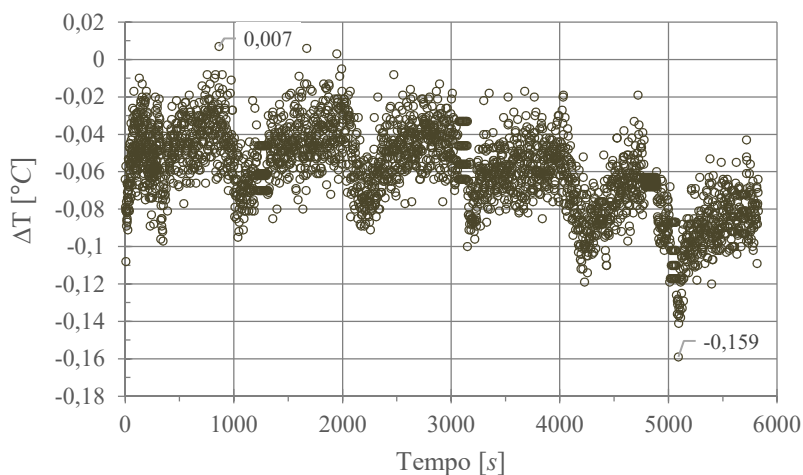


Figura A.3 – Diferença de temperatura entre os termopares três e um a cada instante da calibração.

Foi utilizado na medição da vazão de água um rotâmetro da marca Contech com menor divisão de escala de 5 L/h que foi atribuída como sendo a incerteza do rotâmetro. Para o cálculo da taxa de transferência de calor o parâmetro de conversão de unidades $1/3600 \text{ (kg/s)/(L/h)}$ deve ser multiplicado à Equação 4.1. Dessa forma temos que a incerteza de medição da taxa de transferência de calor pelo calorímetro será dada por

$$\Delta \bar{q} = \sqrt{\left(\frac{c_p \Delta T}{3600}\right)^2 \Delta \bar{m}^2 + \left(\frac{c_p \dot{m}}{3600}\right)^2 \Delta \Delta \bar{T}^2} . \quad (\text{A.1})$$

Verificou-se durante os experimentos que ao se ligar o sistema de aquecimento por indução, os termopares que mediam as temperaturas da água de entrada e saída alteravam seu valor repentinamente. Essa variação foi atribuída à interferência gerada pelo sistema de indução nos termopares, que não eram blindados. Considerou-se essa variação como um erro sistemático que foi calculado para cada réplica através da diferença da temperatura da água de saída e entrada nos primeiros instantes após o sistema ser ligado. Nesse curto intervalo de tempo inicial, os termopares já são afetados pelo sistema de indução, mas o termossifão ainda não transfere calor de modo que em uma situação ideal a diferença da temperatura deveria ser igual a zero. O erro sistemático calculado dessa maneira foi utilizado na correção da diferença de temperatura para todos os pontos de cada réplica. A Tabela A.1 apresenta o erro sistemático e a incerteza de medição da taxa de transferência de calor.

Tabela A.1 – Incerteza de medição da taxa de transferência de calor pelo termossifão e erro sistemático.

Teste	$\dot{m}_{\text{água}}$ [L/h]	$\Delta T_{\text{máx}}$ [°C]	$q_{\text{máx}}$ [W]	$\Delta \bar{q}$ [W]	$\Delta \bar{q}/q_{\text{máx}}$ [-]	Erro sistemático Rép.		
						1 [°C]	2 [°C]	3 [°C]
1	185	3,4	730	47	6,5%	-0,3		
2	185	4,6	988	51	5,1%	-0,3		
3	200	0,2	46	46	100%	-0,2		
4 ²	195	3,3	747	49	6,6%	-0,3	0,8	
5 ³	195	2,7	611	48	7,8%	-0,4	-0,3	-0,3
6*	60	24,5	1712	143	8,4%	-0,06		
7 ^{2*}	62	17,2	1238	101	8,1%	0,13	0,19	
8 ^{2*}	180	4,3	899	49	5,4%	0,76	1,00	
9*	62	7	504	43	8,6%	0,81		
10*	62	10,6	763	63	8,3%	0,7		
11 ^{2*}	190	4	882	50	5,7%	-0,23	-1,04	
12 ²	185	3,4	730	47	6,5%	-2,04	-1,84	
13 ³	185	3,3	709	47	6,6%	-1,27	-1,3	-1,42
14 ²	175	4,5	914	48	5,3%	-1,24	-1,42	
15 ²	175	3,4	691	45	6,5%	-1,65	-1,18	
16 ²	175	3,8	772	46	6,0%	-0,58	-2,81	

* Testes sem termopar no evaporador.

1, 2 ou 3 Número de réplicas do teste.

A.2 INCERTEZA DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR RADIAÇÃO E CONVECÇÃO NATURAL

O segundo método utilizado foi descrito na seção 4.2 onde a Equação 4.2 foi utilizada para calcular a taxa de transferência de calor. Esta equação é função de três variáveis medidas experimentalmente: temperatura da base do volume de controle, temperatura do topo do volume de controle e comprimento do volume de controle. Além disso, é função de duas variáveis disponíveis na literatura que são funções da temperatura, sendo estas a emissividade total hemisférica e o coeficiente de transferência de calor por convecção. Por fim, o diâmetro externo do tubo e a temperatura ambiente não foram medidos experimentalmente, mas assumidos como grandezas com valores e incertezas conhecidos.

Em seu trabalho com termossifões de mercúrio, Cunha (2008) efetuou a calibração dos termopares do tipo K obtendo uma incerteza de medição de $0,9\text{ }^{\circ}\text{C}$. Entretanto, devido a não homogeneidade destes termopares como consequência da solda e de alguns outros fatores que possam ocorrer, como encruamento ou tratamento térmico devido às altas temperaturas, foram acrescidos $8,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ à incerteza de medição (WHITE, 2005 apud CUNHA, 2008). Dessa forma, fica evidente que a calibração dos termopares do tipo K não foi determinante para a incerteza de medição das temperaturas, e, no presente trabalho, optou-se pela não calibração dos termopares que mediriam a temperatura da parede dos termossifões, assumindo-se para o cálculo da incerteza da taxa de transferência de calor por convecção e radiação uma incerteza de medição da temperatura de parede dos termossifões de $9,0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Os comprimentos dos volumes de controle foram medidos com uma trena que possuía 1 mm como a menor divisão de escala, entretanto, devido às dificuldades de posicionamento do termopar durante a soldagem dos mesmos na parede dos termossifões, assumiu-se uma incerteza de medição do comprimento do volume de controle de 3 mm.

A emissividade total hemisférica e o coeficiente de transferência de calor por convecção são variáveis dependentes da temperatura. A emissividade foi obtida através da linearização de dados fornecidos pelo fabricante dos tubos. O coeficiente de transferência de calor foi calculado a partir de correlações da literatura. Em sua origem, as duas grandezas foram obtidas através de estudos experimentais, portanto assumiu-se que a incerteza de medição de cada variável seria igual a duas vezes o desvio padrão calculado a partir do valor da variável em função da mínima, média e máxima temperatura do condensador em cada uma das potências estudadas na seção 6.3, conforme apresentado na Tabela A.2.

Tabela A.2 – Dados utilizados no cálculo da incerteza de medição da emissividade total hemisférica e do coeficiente de transferência de calor por convecção.

	Teste	q [W]	$\theta(T_{med,c})$	$\theta(T_{min,c})$	$\theta(T_{max,c})$	σ	Incerteza
Coeficiente de transferência de calor por convecção [W/(m ² K)]	17	145,3	9,73	7,41	10,94	1,40	2,80
	17	314,4	10,46	9,00	10,46		
	17	489,0	10,83	9,62	11,37		
	18	254,0	8,65	5,67	9,70		
	18	758,4	9,37	7,86	9,94		
	18	1334,2	9,68	8,55	10,09		
Emissividade total hemisférica [-]	17	145,3	0,70	0,66	0,77	0,06	0,11
	17	314,4	0,73	0,68	0,79		
	17	489,0	0,76	0,69	0,81		
	18	254,0	0,70	0,66	0,79		
	18	758,4	0,76	0,68	0,81		
	18	1334,2	0,79	0,70	0,83		

Assumiram-se os diâmetros externos dos tubos como iguais ao diâmetro externo nominal, com uma incerteza de 0,5 mm. A temperatura ambiente não foi medida e foi considerada como igual a 30°C (303 K) para todos os testes, com uma incerteza de 9,0 °C.

A incerteza de medição da taxa de transferência de calor por convecção e radiação é calculada por

$$\Delta \bar{q} = \left(\sum_{i=1}^6 \left[\left(\frac{\partial q}{\partial T_{\infty,i}} \right)^2 \Delta \bar{T}_{\infty,i}^2 + \left(\frac{\partial q}{\partial d_i} \right)^2 \Delta \bar{d}_i^2 + \left(\frac{\partial q}{\partial L_i} \right)^2 \Delta \bar{L}_i^2 \right] \right)^{1/2}, \quad (A.2)$$

$$+ \left(\frac{\partial q}{\partial T_7} \right)^2 \Delta \bar{T}_7^2$$

e a Tabela A.3 mostra a incerteza de medição para cada valor de taxa de transferência de calor por convecção e radiação.

Tabela A.3 – Incerteza de medição da taxa de transferência de calor por convecção e radiação.

Teste	q [W]	$\Delta\bar{q}$ [W]	$\Delta\bar{q}/q_{m\acute{a}x}$
17	254,0	24,6	17,0%
17	758,3	53,7	17,1%
17	1334,2	84,7	17,3%
18	145,3	41,4	16,3%
18	314,4	115,4	15,2%
18	489	197,3	14,8%

Por fim, nota-se que a incerteza de medição percentual média foi de 16,3% para a taxa de transferência de calor por convecção e radiação e de 6,8% para a taxa de transferência de calor pelo calorímetro.

APÊNDICE B – CONDUTIVIDADE TÉRMICA EFETIVA

Tabela B.1 – Lista de variáveis de entrada provenientes dos Teste 17 e Teste 18. Valor do k_{ef} determinado a partir da metodologia da seção 6. Valores de k_{ef} destacados em negrito apresentaram valores irreais quando aplicada a metodologia da seção 6 e foram posteriormente igualados à curva ajustada.

		T_i °C	q_i'' W/m ²	Δx_i mm	$k_{ef,i}$ W/m.K
Teste 18 - do = 18 mm	12'30" $h_c = 9,73$ W/m ² K	96,6	4167	10	3,0
		105,8	14769	25	3,1
		181,0	31767	20	5,6
		262,3	65925	20	7,3
		393,2	219221	30	14,1
		689,9	570860	30	243,2
	30'00" $h_c = 10,46$ W/m ² K	223,4	16295	10	5,8
		243,1	59119	25	5,7
		403,9	137664	20	12,6
		559,0	281657	20	36,3
		673,6	673783	30	77,1
		857,5	1235482	30	530,0
	40'00" $h_c = 10,83$ W/m ² K	315,8	30895	10	7,0
		346,8	125121	25	7,7
		595,0	340811	20	19,3
		833,5	640002	20	400,0
		767,9	1185214	30	156,4
		941,6	1921822	30	1750,0
Teste 17 - do = 21,34 mm	15'00" $h_c = 8,65$ W/m ² K	56,5	4681	50	5,5
		77,5	15466	50	7,8
		139,7	46657	50	10,5
		282,2	193064	50	15,7
		650,0	397675	25	80,5
		741,3	710110	35	151,0
	47'30" $h_c = 9,37$ W/m ² K	195,2	40451	50	11,1
		286,0	152719	50	18,9
		534,1	475073	50	76,6
		736,0	1150112	50	230,0
		911,3	1613930	25	1200,0
		916,0	2120282	35	1590,0
	97'30" $h_c = 9,68$ W/m ² K	289,1	94043	50	13,6
		461,2	395928	50	38,2
		775,3	1205223	50	202,0
		971,5	2415190	50	2150,0
		1013,8	3054852	25	5000,0
		1006,1	3730257	35	3360,0

APÊNDICE C - LIMITES DE OPERAÇÃO DE TERMOSSIFÕES

Termossifões possuem limites físicos que determinam sua capacidade máxima de transporte de calor. Esses limites de operação são amplamente debatidos na literatura, sendo os mais relevantes os limites sônico, viscoso, de arrasto, dry-out e de ebulição (burn-out).

Busse (1973) apresenta modelos analíticos para os limites sônico e viscoso desenvolvidos a partir das equações de Navier Stokes, sendo válidos tanto para termossifões como para tubos de calor. Os modelos propostos foram comparados com testes realizados por Kemme (1969) em tubos de calor carregados com metais alcalinos (sódio, potássio e cério) e apresentaram uma excelente concordância com os dados experimentais.

O limite sônico é relacionado ao deslocamento do vapor, e ocorre quando forças de inércia predominam. Neste caso, a velocidade das moléculas de vapor é limitada pela velocidade sônica, geralmente na saída do evaporador ou entrada do condensador. Quando este limite é atingido, diminuir a temperatura do condensador não aumentará a transferência de calor, apenas aumentar a pressão no evaporador, e, conseqüentemente a sua temperatura fará com que o termossifão transporte mais calor. O limite sônico é dado por

$$q''_{s\acute{o}n} = 0,474 h_{lv} (\rho_v P_v)^{0,5}. \quad (C.1)$$

No limite viscoso, as forças de inércia no vapor são desprezíveis quando comparadas às forças viscosas. Neste caso, a diferença de pressão provocada pelo gradiente de temperaturas ao longo do caminho do vapor não é suficiente para vencer as forças de arrasto, fazendo com que o vapor se estanque, chegando a um valor mínimo. Normalmente ocorre quando o termossifão opera em temperaturas mais baixas. O fluxo de calor a partir do qual este limite é atingido é dado por

$$q''_{vis} = \frac{d_v^2 h_{lv}}{64 \mu_v L_{ef}} \rho_v P_v \quad (C.2)$$

onde

$$L_{ef} = L_a + \frac{L_e + L_c}{2} \quad (C.3)$$

A dependência desses dois limites quanto a temperatura de operação está fortemente relacionada ao termo $\rho_v P_v$. Para valores baixos de temperatura o termossifão será restringido pelo limite viscoso, já em temperaturas mais elevadas o limite sônico dominará.

O limite de *dry-out* ocorre quando a evaporação no evaporador é tão intensa que a quantidade de líquido nesta região diminui até o ponto de não haver mais líquido, o que eleva a temperatura da parede do evaporador gradualmente. Isso pode ocorrer mesmo para fluxos de calor baixos, quando o fator de enchimento é pequeno (NGUYEN-CHI H. E GROLL M., 1981). Tem-se que, à medida que calor é inserido no evaporador, vapor é gerado e segue para o condensador, porém, ao retornar ao evaporador na fase líquida, o fluido é novamente evaporado antes mesmo de atingir a piscina de líquido, fazendo com que, aos poucos, a piscina diminua de altura e a temperatura do evaporador suba. Outra situação que pode levar a secagem ocorre quando a força de atrito entre a parede e o condensado, somada às forças cisalhantes entre líquido e vapor, superam a força da gravidade, causando o bloqueio ao retorno do líquido para o evaporador. Com a diminuição da piscina de líquido no evaporador, menos vapor é gerado e assim as forças cisalhantes são reduzidas até que o peso do líquido supere as forças contrárias, fazendo com que o líquido atinja o evaporador. Isso faz com que haja oscilações na temperatura do evaporador, motivo pelo qual o *dry-out* também é conhecido por limite oscilatório.

Nguyen-chi e Groll (1981) explicam que o limite de ebulição (*burn-out*) ocorre geralmente em termossifões com fator de enchimento e fluxos de calor altos. A se transferir calor para o evaporador, bolhas de vapor são formadas na piscina de líquido. Quando atingido um fluxo de calor crítico, as bolhas de vapor se unem formando rapidamente um filme de vapor na parede. Uma vez que o vapor possui baixa condutividade térmica, ele funciona como uma resistência térmica, impedindo que parte do calor chegue ao líquido. Quando isso ocorre, a temperatura do evaporador sobe rapidamente.

Imura et al (1983) discute os fenômenos relacionados aos limites de *dry-out* e de ebulição e compara resultados experimentais com correlações de diferentes autores. Em decorrência, propõe uma correlação que representa os resultados experimentais com uma variação de $\pm 30\%$, dada por

$$Ku = \frac{0,16}{1 - \exp\left[-(d_i/L_e)(\rho_l/\rho_v)^{0,13}\right]}, \quad (C.4)$$

onde

$$Ku = \frac{q_{m\acute{a}x}}{h_{lv}\rho_v^{0,5}\left[\sigma g(\rho_l - \rho_v)\right]^{0,25}}. \quad (C.5)$$

Reay et al. (2014) apresenta outras doze correlações de fluxo máximo em termossifões baseadas no número de Kutateladze, as quais, em certo grau, estão relacionadas com os fenômenos físicos de *dry-out* e *burn-out*.